

RECENT ABSTRACTS OF JAPANESE

(11)Publication number : 06-087421

(43)Date of publication of application : 29.03.1994

(51)Int.Cl.

B60T 8/32

B60T 8/24

(21)Application number : 04-238704

(71)Applicant : **NISSAN MOTOR CO LTD**

(22)Date of filing : 07.09.1992

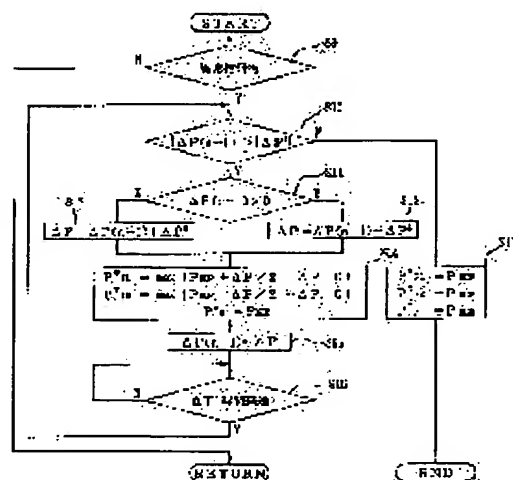
(72)Inventor : HIGASHIMATA AKIRA
YASUNO YOSHIKI

(54) BRAKING FORCE CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a braking force control device, capable of reducing psychological effect on a driver with sudden variation for a vehicle motion value restrained to stabilize vehicle behavior, by gradually changing a braking force difference, even during braking force control for vehicle motion control, causing noncontrolled normal braking force.

CONSTITUTION: The braking force of each of right and left wheels is controlled according to target braking force ($P_{FL}^* - P_{FR}^*$), for controlling a yaw rate and set so as to conform a generated yaw rate in a vehicle to a precalculated target yaw rate. Also at the time of abnormality detection; when each target braking force is set to braking force (P_{MCF} and P_{MCR}) by normal braking operation by reducing target different pressure (ΔP), required for generating the target braking force, by target adjustable pressure (ΔP^*) at each prescribed time (ΔT^*); braking force control is stopped.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

Handwritten text, possibly a signature or date, appearing as "1900" or similar.

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] A steering condition detection means to detect the steering condition of a car, and a speed detection means to detect the cross-direction rate of a car, A movement desired value setting means to input the signal from said steering condition detection means and a speed detection means, and to set up the movement desired value of a car, A target damping force calculation means to compute the target damping force of the braking means of the right and left arranged in either [at least] the front wheel or the rear wheel, and said braking means required in order for the car used as a controlled system to realize movement desired value set up with said movement desired value setting means, In the damping force control unit equipped with the damping force control means which controls independently the damping force of the braking means of said right and left in agreement with said target damping force The damping force control unit characterized by having a processing means at the time of the abnormalities which change gradually to the usual damping force whose damping force of the braking means of said controlled right and left is not controlled when a malfunction detection means to detect the abnormalities of said damping force control unit, and said malfunction detection means detect the abnormalities of a damping force control unit.

[Translation done.]

Handwritten text, possibly a signature or date, appearing as "1890" or similar.

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the damping force control unit which can raise the driving stability of the car at the time of braking.

[0002]

[Description of the Prior Art] As a conventional damping force control unit, there are some which control a car yaw property by brake differential pressure on either side as indicated by JP,59-155264,U, for example. When the steering angle beyond a predetermined value is given and braking is specifically performed, the boost timing of a revolution outer ring of spiral wound gasket is delayed, and it is controlling to raise the swinging nature at the time of braking.

[0003] However, it is not taken into consideration that the yaw rate produced in the above-mentioned conventional damping force control unit according to front-wheel steering and a right-and-left damping force difference is dependent on the vehicle speed, but while it is difficult to control a yaw rate to a fitness value, the unsolved technical problem that it is difficult to improve the transitional property of the generated yaw rate occurs. In order to solve a **** technical problem, the damping force control unit indicated by JP,2-70561,A is proposed. So that according to this damping force control unit a target yaw rate may be set up from the vehicle speed or a steering angle and that target yaw rate and the yaw rate generated on an actual car may be in agreement By controlling damping force so that the damping force of another side is relatively adjusted to one of damping force among a front wheel or the right-and-left ring of a rear wheel and a relative damping force difference occurs, there is an advantage that the transient characteristic of the yaw rate generated depending on the vehicle speed is improved.

[0004] Incidentally, in said damping force control unit, in order to adjust the damping force of another side relatively to one damping force of the right-and-left rings, unlike the total damping force from which the sum total of the damping force of right-and-left both wheels is acquired by brakes operation, there is a possibility of having a bad influence on an operator's brakes operation feeling. About this point, these people proposed the damping force control unit previously indicated to JP,3-281467,A, and have solved the **** problem. In computing the target damping force of said right-and-left ring, by setting up the target damping force difference for making in agreement said target yaw rate and a generating yaw rate, the relative damping force difference of a right-and-left ring can be made in agreement with a target damping force difference according to this damping force control unit so that said total damping force may not change.

[0005] In such a damping force control unit, the fail-safe control used as the damping force by the usual brakes operation which does not control damping force by abnormalities, such as an open circuit of each sensor and failure of a short circuit or the control unit itself, immediately in such the fail condition supposing the case (fail condition) where it becomes impossible for a system to operate normally is devised.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, especially in the fail-safe control in such a damping force control unit, damping force becomes what is depended on the usual brakes operation immediately, namely, when the damping force difference of a right-and-left ring has arisen greatly and it lapses into a fail condition, since the damping force difference of a right-and-left ring serves as zero, there is a possibility that a yaw rate may increase rapidly and the behavior of a car may become unstable, for example during control of the damping force of a right-and-left ring.

[0007] This invention is made paying attention to said trouble, and even if it is in the fail-safe control of a case as the damping force difference of a right-and-left ring has arisen greatly as mentioned above, it controls the rapid increment in a yaw rate, and it aims at offering the possible damping force control unit of the fail-safe control which can stabilize the behavior of a car.

[0008]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, the damping force control unit of this invention A steering condition detection means to detect the steering condition of a car as shown in the basic configuration of drawing 1 , A speed detection means to detect the cross-direction rate of a car, and a movement desired value setting means to input the signal from said steering condition detection means and a speed detection means, and to set up the movement desired value of a car, A target damping force calculation means to compute the target damping force of the braking means of the right and left arranged in either [at least] the front wheel or the rear wheel, and said braking means required in order for the car used as a controlled system to realize movement desired value set up with said movement desired value setting means, In the damping force control unit equipped with the damping force control means which controls independently the damping force of the braking means of said right and left in agreement with said target damping force When a malfunction detection means to detect the abnormalities of said damping force control unit, and said malfunction detection means detect the abnormalities of a damping force control unit, it is characterized by having a processing means at the time of the abnormalities which change gradually to the usual damping force whose damping force of the braking means of said controlled right and left is not controlled.

[0009]

[Function] In the damping force control unit of this invention, based on the steering condition of a car, for example, a steering angle detection value, and the cross-direction rate of a car, for example, the vehicle speed, movement desired value, for example, a yaw rate, is set up with said movement desired value setting means, and target damping force is computed with said target damping force calculation means so that this movement desired value and the movement value actually generated on a car may be made in agreement. And said damping force control means controls the braking means of each ring independently so that this target damping force brakes the damping force of a braking means on either side.

[0010] On the other hand, when said malfunction detection means detects abnormalities, such as an open circuit of each sensor and failure of a short circuit or the control unit itself, in the state of a fail In order to change gradually to the damping force by the usual brakes operation whose damping force which a processing means is controlling is not controlled at the time of said abnormalities, For example, since the damping force difference generated to the right-and-left ring which is a controlled system becomes small gradually and the abrupt change by the side of rapid fluctuation of a movement value (yaw rate), especially an increment is controlled, behavior change of a car also becomes loose. Even if it follows, for example, makes an operator recognize this fail condition with a certain means, the psychological influence to an operator is eased by the loose fail-safe control of car behavior, and it becomes possible to prevent the so-called cause of a panic condition.

[0011]

[Example] Hereafter, the example of this invention is explained based on a drawing. Drawing 2 is the oil pressure and the electric system Fig. showing one example of this invention. The wheel cylinder as a braking means on either side by which 1floor line and 1FR were attached in the front wheel among drawing, 1RL and 1RR are the wheel cylinders as a braking means of the right and left attached in the rear wheel. Among these, the brake fluid pressure supplied to wheel-cylinder 1floor line by the side of a front wheel and 1FR is controlled by two actuators 2 and 15, and the brake fluid pressure supplied to wheel-cylinder 1RL by the side of a rear wheel and 1RR is controlled only by one actuator 2.

[0012] among these, two 3 port 3 locations which one actuator 2 has the same configuration as the conventional actuator for antiskid controls as shown in drawing 3 , and control wheel-cylinder 1floor line by the side of a front wheel, and 1FR according to an individual through the actuator 15 of another side -- electromagnetism -- directional-selecting-valve 3floor line and 3FR, and 3 port 3 location that controls wheel-cylinder 1RL by the side of a rear wheel, and 1RR to coincidence -- electromagnetism -- it has directional-selecting-valve 3R. such electromagnetism -- directional-selecting-valve 3floor line - 3R is for controlling the brake fluid pressure of wheel-cylinder 1floor line - 1R below to the brake fluid pressure of a master cylinder 5.

[0013] and electromagnetism -- the P port of directional-selecting-valve 3floor line and 3FR connects with one network of the two-line master cylinder 5 connected with the brake pedal 4 -- having -- moreover, electromagnetism -- A port of directional-selecting-valve 3floor line and 3FR is connected to the actuator 15 of another side according to an individual, and the B port is further connected to one network of a master cylinder 5 through hydraulic-pump 7F by which a rotation drive is carried out with an electric motor (not shown).

[0014] moreover, electromagnetism -- the P port of directional-selecting-valve 3R connects with the network of another side of said two-line master cylinder 5 -- having -- moreover, electromagnetism -- A port of directional-selecting-valve 3R is connected to wheel-cylinder 1RL and 1RR, and the B port is connected to the network of another side of a master cylinder 5 through hydraulic-pump 7R by which a rotation drive is carried out with an electric motor (not shown).

[0015] furthermore, electromagnetism -- accumulator 8F are connected to the duct between the P port of directional-selecting-valve 3floor line and 3FR, and hydraulic-pump 7F, and reservoir tank 9F connect with the duct between a B port and hydraulic-pump 7F -- having -- the same -- electromagnetism -- accumulator 8R is connected to the duct between the P port of directional-selecting-valve 3R, and hydraulic-pump 7R, and reservoir tank 9R is connected to the duct between a B port and hydraulic-pump 7R.

[0016] here -- a front-wheel side -- electromagnetism -- each of directional-selecting-valve 3floor line and 3FR It considers as the boost condition of carrying out direct continuation of a master cylinder 5 and the actuator 15 of another side in the 1st change-over location of a normal valve position, and boosting brake fluid pressure to the brake fluid pressure of a master cylinder 5 as shown in drawing 3 . It considers as the maintenance condition of intercepting between the actuator 15 of another side, a master cylinder 5, and hydraulic-pump 7F in the 2nd change-over location, and holding brake fluid pressure. By furthermore connecting between the actuator 15 of another side, and master cylinders 5 through hydraulic-pump 7F in the 3rd change-over location It considers as the reduced pressure condition of returning brake fluid to a master cylinder 5 side, and change-over control is carried out by the current value of the three-stage supplied from the braking pressure control unit 16 which these change-over locations mention later.

[0017] Directional-selecting-valve 3R considers as the boost condition of carrying out direct continuation of a master cylinder 5, and wheel-cylinder 1RL and 1RR in the 1st change-over location of a normal valve position, and boosting the brake fluid pressure of wheel-cylinder 1RL and 1RR to the brake fluid pressure of a master cylinder 5. moreover, a rear wheel side -- electromagnetism -- It considers as the maintenance condition of intercepting between wheel-cylinder 1RL, 1RR, a master cylinder 5, and hydraulic-pump 7R in the 2nd change-over location, and holding the brake fluid pressure of wheel-cylinder 1RL and 1RR. By furthermore connecting between wheel-cylinder 1RL, 1RR, and master cylinders 5 through hydraulic-pump 7R in the 3rd change-over location It considers as the reduced pressure condition of returning the brake fluid in wheel-cylinder 1RL and 1RR to a master cylinder 5 side, and change-over control is carried out by the current value of the three-stage supplied from the braking pressure control unit 16 which these change-over locations mention later.

[0018] Moreover, the actuator 15 of another side has the same configuration as the conventional actuator for traction controls, as shown in drawing 4 . Change-over valve 21floor line and 21FR which input the brake fluid pressure from one [said] actuator 2 into wheel-cylinder 1floor line by the side of a front wheel, and 1FR, or intercept the output from this actuator 15, 3 port 3 location which controls the brake fluid pressure of wheel-cylinder 1floor line by the side of a front wheel, and 1FR according to an individual to more than the brake fluid pressure of a master cylinder 5 -- electromagnetism -- it has directional-selecting-valve 22floor line and 22FR.

[0019] and electromagnetism -- A port of directional-selecting-valve 22floor line and 22FR is connected to the duct which connects said change-over valve 21floor line, 21FR, and wheel-cylinder 1floor line and 1FR, and it is placed between between them by plunger mold piston 23floor line which switches this change-over valve 21floor line and 21FR, 23FR and throttle valve 24floor line, and 24. moreover, this electromagnetism -- the B port of directional-selecting-valve 22floor line and 22FR is connected to hydraulic-pump 26F which pressurize the brake fluid of brake fluid reservoir tank 25F -- having -- further -- a P port -- said -- it connects with reservoir tank 25F.

[0020] moreover, said hydraulic-pump 26F and 3 port 3 location -- electromagnetism -- while a pressure switch 27 is formed in the duct between directional-selecting-valve 22floor line and 22FR, the accumulator 28 is connected, and the brake fluid pressurized by the hydraulic pump 27 is accumulated to the accumulator 28. Furthermore, said accumulator 28 is connected to reservoir 25F through the relief valve 29. And for the signal of said pressure switch 27, it is inputted into the braking pressure control device 16 mentioned later, and brake fluid pressure is the first predetermined value P0. If less If hydraulic-pump 26F drive and brake fluid pressure exceeds the second predetermined value P1 ($> P0$) with the hydraulic-pump driving signal outputted from the braking pressure control unit 16 based on the signal from this switch 27, a driving signal will be stopped based on the signal from this switch 27. If brake fluid pressure furthermore exceeds the third predetermined value P2 ($> P1$), with the relief-valve driving signal outputted from the braking pressure control unit 16 based on the signal from a pressure switch 27, a relief valve 29 will drive and the brake fluid in an accumulator 28 will be relieved by reservoir tank 25F.

[0021] on the other hand -- each -- electromagnetism -- each of directional-selecting-valve 22floor line and 22FR As shown in drawing 4 , in the 3rd change-over location, open said plunger mold piston 23floor line, 23FR, and an accumulator 28 for free passage, and the rod of this piston 23floor line and 23FR is advanced. At the same time it switches change-over valve 21floor line and 21FR with the rod of this piston 23floor line and 23FR and intercepts the output by the side of one [said] actuator 2 Pressurization supply of the brake fluid in this piston 23floor line and 23FR is carried out at wheel-cylinder 1floor line and 1FR, and it boosts to more than the brake fluid pressure of a master cylinder 5. Moreover, in the 2nd change-over location, said plunger mold piston

23floor line, 23FR, and an accumulator 28 are intercepted, the rod of this piston 23floor line and 23FR stops in the location, and the brake fluid pressure of wheel-cylinder 1floor line and 1FR is held. Moreover, in the 1st change-over location of Normal, said plunger mold piston 23floor line, 23FR, and reservoir tank 25F are opened for free passage, and this piston 23floor line and the brake fluid pressure in 23FR are relieved. The rod of this piston 23floor line and 23FR retreats, wheel-cylinder 1floor line and 1FR are decompressed, change-over valve 21floor line and 21FR return to a stationary location at it and coincidence, and the brake fluid pressure from one actuator 2 is inputted into wheel-cylinder 1floor line and 1FR. Change-over control of these change-over locations is carried out by the current value of the three-stage supplied from the braking pressure control unit 16 mentioned later. In addition, a check valve is used for the change-over location of plunger mold piston 23floor line and 23FR, and it is made for the rod of this piston 23floor line and 23FR to have moved forward/retreated automatically by the differential pressure of the brake fluid pressure of an accumulator 28, and the brake fluid pressure of a master cylinder 5. Moreover, in the state of said boost, throttle valve 24floor line and 24FR are switched, and it turns on a diaphragm side, and is made for plunger mold piston 23floor line and 23FR to have moved forward slowly.

[0022] On the other hand, as shown in a car at drawing 2, the steering angle of a steering wheel 10 is detected. When a steering wheel 10 is in a center valve position, the right end is carried out from the electrical potential difference of zero, and this center valve position and the left end is carried out from the negative electrical potential difference according to a steering angle, and a center valve position, the detecting signal of a forward electrical potential difference according to a steering angle is outputted. The steering angle sensor 11 as a steering condition detection means to detect the steering angle detection value theta is arranged. Moreover, the detecting signal according to the vehicle speed is outputted, and it is the vehicle speed detection value VX. The brake switch 13 which outputs the detecting signal according to the speed sensor 12 as a speed detection means to detect, and the treading-in condition of a brake pedal 4, and detects the brake treading-in detection value SB is attached. Furthermore, the detecting signal according to the cylinder pressure of each wheel-cylinder 1floor line, 1FR, and 1RL is outputted, and they are the pressure detection values PFL, PFR, and PR. The detecting signal according to the cylinder pressure of each system of pressure-sensor 14floor line to detect, 14FR, 14R, and the two-line master cylinder 5 is outputted, and it is the pressure detection value PMCF. And PMCR Pressure-sensor 14MCF and 14MCR to detect are attached.

[0023] And in this example, the malfunction detection circuits 6a-6h which detect the abnormalities of the sensor concerned or a switch are put side by side to each of these each sensor and switches. specifically, it shows clearly in drawing 2 -- as -- said steering angle sensor 11 -- malfunction detection circuit 6a -- a speed sensor 12 -- malfunction detection circuit 6b -- the malfunction detection circuits 6d, 6e, and 6f are attached in pressure-sensor 14floor line, 14FR, and 14R, and the malfunction detection circuits 6g and 6h are attached in pressure-sensor 14MCF and 14MCR for malfunction detection circuit 6c at the brake switch 13. When abnormalities, such as an open circuit, and a short circuit or failure of itself, are in a sensor or a switch concerned, these malfunction detection circuits 6a-6h output the malfunction detection signals fd1-fd8, and detect the abnormalities of the sensor concerned or a switch.

[0024] The microcomputer 19 into which each detecting signal of each sensors 11, 12, and 13, 14floor line - 14MCF, and 14MCR and a said malfunction detection circuits [6a-6h] malfunction detection signal are inputted as the braking pressure control unit 16 is shown in drawing 5, the control signal CSFL1 outputted from this microcomputer 19, and CSFR1 And CSR it was inputted according to the individual and mentioned above -- on the other hand, the electromagnetism of an actuator 2 -- current regulator circuit 20floor line1 of a floating form which drives the solenoid of directional-selecting-valve 3floor line, 3FR, and 3R -- 20FR 1 and 20R, control signals CSFL2 and CSFR2 outputted from this microcomputer 19 the electromagnetism of the actuator 15 of another side which it was inputted according to the individual and mentioned above -- directional-selecting-valve 22floor line, current regulator circuit 20floor line2 of a floating form which drives the solenoid of 22FR, and 20FR2 It has.

[0025] The microcomputer 19 is equipped with input interface-circuitry 19a which has an A/D-conversion function at least, output interface-circuitry 19b which has a D/A conversion function, processing unit 19c, and 19d of storage as shown in drawing 5. This processing unit 19c Master cylinder ***** values PMCF and PMCR from the steering angle detection value theta from the steering angle sensor 11, the vehicle speed detection value VX from a speed sensor 12, the brake detection value SB from the brake switch 13 and pressure-sensor 14MCF, and 14MCR It is based. Processing of drawing 7 and drawing 8 It performs and they are target wheel-cylinder ** P* FR as target damping force of a right-and-left front wheel and a rear wheel, P* floor line, and P* R. It computes. These targets wheel-cylinder ** P* FR, P* floor line, and P* R The cylinder pressure detection values PFR, PFL, and PR of pressure-sensor 14FR, 14floor line, 14R, 14MCF, and 14MCR, and PMCF And PMCR It is based and processing of drawing 9 and drawing 10 is performed. the electromagnetism of one [said]

actuator 2 -- the control signal CSFL1 which controls directional-selecting-valve 3floor line and 3FR, and CSFR1 It outputs. and electromagnetism -- directional-selecting-valve 3FR receiving -- control signal CSR outputting -- the electromagnetism of the actuator 15 of another side -- the control signal CSFL2 which controls directional-selecting-valve 23floor line and 23FR, and CSFR2 It outputs.

[0026] Next, actuation of the above-mentioned example is explained. First, in this example, calculation of a yaw rate and a longitudinal direction movement value is explained as movement desired value of a car. As shown in drawing 6, when movements of a car are considered to be yawing and two lateral degrees of freedom, these equations of motion can be expressed with the following one equation and two equations.

[0027]

$$IZ \cdot \ddot{\psi}(t) = Cf \cdot Lf - Cr \cdot Lr + Tf - (BFL(t) - BFR(t))/2 \dots\dots (1)$$

$$M \cdot \ddot{V}_y(t) = 2(Cf + Cr) - M \cdot \ddot{V}_x(t) - \dot{\psi}(t) \dots\dots (2)$$
 It is here. Car yaw moment of inertia and $\dot{\psi}(t)$ Yaw rate, Lf The distance between a car center of gravity and a front axle, and Lr Distance between a car center of gravity and a rear axle, Tf A front-wheel tread and $BFL(t)$ Forward left ring damping force and $BFR(t)$ Forward right ring damping force and M are car weight and $V_y(t)$ A car longitudinal direction rate and $\ddot{V}_y(t)$ Car longitudinal direction acceleration, $V_x(t)$ It is a car cross-direction rate.

[0028] Moreover, Cf And Cr It is the cornering force of a front wheel and a rear wheel, and can express with the following three formulas and four formulas.

$Cf = Kf [N - \theta(t)] (V_y + Lf \cdot \dot{\psi}(t)) / V_x(t) \dots\dots (3)$
 $Cr = -Kr / (V_y - Lr \cdot \dot{\psi}(t)) V_x(t) \dots\dots (4)$
 In addition, it is $\theta(t)$. A steering angle and N are a steering gear ratio and Kf . A front-wheel cornering power and Kr It is a rear wheel cornering power.

[0029] If these three equations and four equations are substituted for said one equation and two equations and the differential equation about yaw rate $\dot{\psi}(t)$ and the longitudinal direction rate $V_y(t)$ is considered, they can be expressed by the following five equations and six formulas.

$\ddot{\psi}(t) = a_{11} \dot{\psi}(t) + a_{12} V_y(t) + b_1 \theta(t) + \Delta B_f(t) \dots\dots (5)$
 $\ddot{V}_y(t) = -a_{21} \dot{\psi}(t) - a_{22} V_y(t) + b_2 \theta(t) \dots\dots (6)$
 however -- $\Delta B_f(t) = BFL(t) - BFR(t) \dots\dots (7.1)$
 $a_{11} = -2(Kf \cdot Lf + Kr \cdot Lr) / (IZ \cdot V_x) \dots\dots (7.2)$
 $a_{12} = -2(Kf \cdot Lf - Kr \cdot Lr) / (IZ \cdot V_x) \dots\dots (7.3)$
 $a_{21} = -2(Kf \cdot Lf - Kr \cdot Lr) / (M \cdot V_x) \dots\dots (7.4)$
 $a_{22} = -2(Kf + Kr) / (M \cdot V_x) \dots\dots (7.5)$
 $b_1 = 2 \cdot Kf \cdot Lf / (IZ \cdot N) \dots\dots (7.6)$
 $b_2 = 2 \cdot Kr \cdot Lr / (M \cdot N) \dots\dots (7.7)$
 $\Delta B_f(t) = Tf / (2 \cdot Lz) \dots\dots (7.8)$
 Considering the usual car, it is front-wheel damping force difference $\Delta B_f(t)$. Since it is zero, it is ΔB_f of said five formulas. (t) When a term is disregarded, it is steering angle $\theta(t)$. The transfer function of receiving yaw rate $\dot{\psi}(t)$ is expressed with the following eight formulas using a differential operator S .

[0030]

$$\frac{\dot{\psi}(s)}{\theta(s)} = \frac{b_1 \cdot S + (a_{12} \cdot b_2 - a_{22} \cdot b_1)}{S^2 - (a_{11} + a_{22}) S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \dots\dots (8)$$

Similarly, it is steering angle $\theta(t)$. Receiving car longitudinal direction rate $V_y(t)$ A transfer function is expressed with the following nine formulas using a differential operator S .

[0031]

$$\frac{V_y(s)}{\theta(s)} = \frac{b_2 \cdot S + (a_{21} \cdot b_1 - a_{11} \cdot b_2)}{S^2 - (a_{11} + a_{22}) S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \dots\dots (9)$$

Since it is the form of (primary)/(secondary), the transfer function of these 8 formula and nine formulas is the car cross-direction rate V_x . It is steering angle input $\theta(t)$, so that it becomes large. Receiving generating yaw rate $\dot{\psi}(t)$ and car longitudinal direction rate $V_y(t)$ It turns out that it becomes in vibration and car controllability and stability get worse. Namely, the multiplier $\{-(a_{11} + a_{22})\}$ concerning the primary term of the denominator of said eight formulas and nine formulas If it is equivalent to the damping coefficient ζ of a control system and a_{11} and a_{22} which are shown in said 7.2 formulas and 7.5 formulas are substituted for a multiplier $\{-(a_{11} + a_{22})\}$ for this reason The damping coefficient ζ since these $[a_{11}$ and $a_{22}]$ always serve as a negative value is forward attenuation, and is the car cross-direction rate V_x . A damping coefficient ζ will approach zero, so that it becomes large. that is, car cross-direction rate V_x since the damping coefficient ζ of a control system becomes small so that it becomes large -- yaw rate $\dot{\psi}(t)$ and car longitudinal direction rate $V_y(t)$ vibration ---like (condition which is hard to decrease) --- it becomes.

[0032] Then, for example, target yaw rate $\dot{\psi}_r(t)$ Steering angle input $\theta(t)$ If it considers as the first order lag which receives and does not have overshoot and undershooting and a stationary value is set up equally to

the usual car, it will be target yaw rate $\dot{\psi}_r(t)$. It can express with the following ten formulas.
 $\dot{\psi}_r(t) = H_0$ and $\theta(t) / (1 + \tau \dot{\psi}_r(t)) \dots (10)$, however H_0 It is stationary yaw rate gain and the following 11 formulas define by using the stability factor A .

[0033]
 $H_0 = V_x / [(1 + A - V_x^2) \text{ and } L - N] \dots (11)$ Here, L is a wheel base and the stability factor A is expressed with the following 12 formulas.

$$A = \frac{-M(L_f \cdot K_f - L_r \cdot K_r)}{2 \cdot L^2 \cdot K_f \cdot K_r} \dots (12)$$

Next, damping force difference ΔB_f of a right-and-left front wheel (t) It uses and is target yaw rate $\dot{\psi}_r(t)$ about generating yaw rate $\dot{\psi}$ of a car (t). How to compute the 1st target damping force for making it in agreement is explained. Differential value $\ddot{\psi}_r$ of a target yaw rate (t) It can ask by the following 13 formulas which transformed said ten formulas.

[0034]
 $\ddot{\psi}_r(t) = H_0$ and $\theta(t) / \tau - \dot{\psi}_r(t) / \tau \dots (13)$ steering angles input $\theta(t)$ Right-and-left front-wheel damping force difference $\Delta B_f(t)$ generating yaw rate $\dot{\psi}_r(t)$ to depend -- target yaw rate $\dot{\psi}_r(t)$ if it assumes that it is in agreement -- each differential value $\ddot{\psi}_r(t)$ and $\dot{\psi}_r(t)$ It is thought that it is in agreement. therefore, $\ddot{\psi}_r(t) = \ddot{\psi}_r(t)$ and $\dot{\psi}_r(t)$ Longitudinal direction rate V_y in case it assumes that it is $= \dot{\psi}_r(t)$ and said assumption is materialized (t) Target longitudinal direction rate $V_{yr}(t)$ ** -- the following 14 formulas and 15 formulas can be obtained by giving a definition and substituting these for said five formulas and six formulas.

[0035]
 $\ddot{\psi}_r(t) = a_{11}$ and $\dot{\psi}_r(t) = a_{12}$, $V_{yr}(t) = b_1$ and $\theta(t) = b_{pl} - \Delta B_f(t) \dots (14)$ $V_{yr}'(t) = a_{21}$ and $\dot{\psi}_r(t) = a_{22}$ and $V_{yr}(t) = b_2$ and $\theta(t) \dots$ If said 14 formulas are substituted for (15) and the 15 above-mentioned formula, it will be damping force difference ΔB_f of a right-and-left front wheel. (t) It can ask by the following 16 formulas.

[0036]
 $\Delta B_f(t) = (\ddot{\psi}_r(t) - a_{11}, \dot{\psi}_r(t) - V_{yr}(t) - b_1, \text{ and } [a_{12} \text{ and }] \theta(t)) / b_{pl} \dots (16)$ -- damping force difference ΔB_f of the right-and-left front wheel for which it asked by these 16 formulas (t) in order to make it generate, differential pressure is produced in wheel-cylinder ** of a right-and-left front wheel -- making -- ****ing -- wheel-cylinder ** P and damping force B_f If the moment of inertia of a wheel is disregarded, it can ask for relation by the following 17 formulas.

[0037]
 $B_f = k_p, P = 2$ and μ_{up}, A_p, r_p , and $P/R \dots (17)$ $k_p = 2, \mu_{up}, A_p$, and $r_p/R \dots (18)$, however k_p It is the proportionality constant of wheel-cylinder ** and damping force, and is μ_{up} . A brake friction pad and coefficient of friction between disk rotors, and A_p Wheel-cylinder area and r_p A disk rotor effective radius and R are tire radii.

[0038] Therefore, it is $\Delta P(t)$ about the target differential pressure of wheel-cylinder ** of a right-and-left front wheel. Then, this target differential pressure $\Delta P(t)$ $\Delta P(t) = \Delta B_f(t) / k_p \dots$ It can express with (19). and target differential pressure $\Delta P(t)$ called for by the 19 above-mentioned formula Master cylinder ** $PMCF(t)$ from -- so that total damping force may not change That is, it is 1st target wheel-cylinder ** P^* floor line of a right-and-left front wheel so that the sum of wheel-cylinder ** of a right-and-left front wheel may become the two times of master cylinder **. (t) and $P^* FR(t)$ and 1st target wheel-cylinder ** $P^* R$ of a rear wheel (t) It sets up according to the following 20 formulas - 22 formula.

[0039]
 $P^* \text{ floor line}(t) = \max(PMCF(t) + \Delta P(t) / 2, \text{ and } \Delta P(t) \rightarrow 0) \dots (20)$ $P^* FR(t) = \max(PMCF(t) - \Delta P(t) / 2, \Delta P(t), 0) \dots (21)$ $P^* R(t) = PMCR(t) \dots$ It can set at (22), however said 20 formulas - 22 ceremony. $\max(A, B, C)$ is semantics which chooses the maximum of A, B , and C .

[0040] Therefore, target wheel-cylinder ** of each ring which satisfies the target yaw rate in a car model is computable by performing target wheel-cylinder **** of drawing 7 for the aforementioned operation by processing unit 19c of said microcomputer 19. Namely, target wheel-cylinder **** of drawing 7 It performs as timer-interruption processing of every predetermined period ΔT (for example, 5msec(s)). First at step S1 The steering angle detection value θ of the steering angle sensor 11, and vehicle speed detection value V_X of a speed sensor 12 Multipliers a_{11} - a_{22} are computed by calculating read in, said 7.2 formulas from the vehicle speed detection value V and the item of the car set up beforehand - 7.6 formula by subsequently to step S2 shifting. Constant section a_{11V} - a_{22V} determined by the item of the car in said 7.2 formulas - 7.6

formula here It computes beforehand by the following 23.1 formulas – 23.4 formula.

[0041] $a11V = -2 (Kf \text{ and } Lf + Kr, \text{ and } Lr) / IZ \dots (23.1)$ $a12V = -2 (Kf \text{ and } Lf - Kr, \text{ and } Lr) / IZ \dots (23.2)$ $a21V = -2 (Kf \text{ and } Lf - Kr, \text{ and } Lr) / M \dots (23.3)$ $a22V = -2 (Kf + Kr) / M \dots (23.4)$ -- subsequently -- step S3 -- shifting -- vehicle speed detection value Vx The wheel base L determined by the item of the stability factor A beforehand computed based on said 12 formulas, and a car Said 11 formulas are calculated based on steering gear ratio N , and it is the stationary yaw rate gain $H0$. While computing Computed stationary yaw rate gain $H0$ By being based and calculating said 13 formulas differential value $\psi''r(n)$ of a target yaw rate Differential value $\psi''r(n)$ which computed and was computed further Last value $\psi''r(n-1)$ of a target yaw rate from -- the following 24 formulas -- following -- current target yaw rate $\psi''r(n)$ It computes. The updating storage of this is carried out in the target yaw rate storage region formed in 19d of storage.

[0042] $\psi''r(n) = \psi''r(n-1) + \psi''r(n) - \text{deltaT} \dots (24)$ Here, deltaT is a timer-interruption period. Subsequently, the multipliers $a21$ and $a22$ which shifted to step S4 and were computed at said step S2, target yaw rate $\psi''r(n)$ computed at said step S3 Last value $Vyr(n-1)$ of a longitudinal direction rate Longitudinal direction acceleration $Vyr'(n)$ is computed by calculating said 15 formulas. from -- this computed last value $Vyr(n-1)$ of longitudinal direction acceleration $Vyr'(n)$ and a longitudinal direction rate from -- the operation of the following 25 formulas -- carrying out -- current longitudinal direction rate $Vyr(n)$ It computes and the updating storage of this is carried out in the longitudinal direction rate storage region of 19d of storage.

[0043] $Vyr(n) = Vyr(n-1) + Vyr'(n) - \text{deltaT} \dots (25)$ -- subsequently -- step S5 -- shifting -- said 16 formulas -- following -- damping force difference deltaBf of front-wheel right and left Damping force difference deltaBf computed and computed Proportionality constant kp beforehand computed according to 18 formulas Target differential pressure deltaP is computed by being based and calculating said 19 formulas.

[0044] Subsequently, it shifts to the subroutine which shifts to step S6 and is shown in drawing 8 mentioned later, and abnormality judging processing is performed. In addition, at this step S6, when the said malfunction detection circuits [each / 6a-6h] malfunction detection signals $fd1-fd8$ are not outputted, concrete processing actuation is not performed. It is set as a large value. subsequently, the thing for which it shifts to step S7 and said 20 formulas – 22 formula is calculated -- target wheel-cylinder $** P*$ floor line of a forward left ring -- or $(PMCF + \text{deltaP} / 2) \text{deltaP}$ or either of 0 -- target wheel-cylinder $** P*$ FR of a forward right ring -- or $(PMCF - \text{deltaP} / 2) \text{deltaP}$ or either of 0 -- a large value -- setting up -- target wheel-cylinder $** P*$ R of a rear wheel Master cylinder $** PMCR$ It sets up.

[0045] Subsequently, it shifts to step S8, and after carrying out the updating storage of said target differential pressure deltaP as last value $\text{deltaP}(n-1)$ of target differential pressure in the target differential pressure storage region of 19d of said storage, timer-interruption processing is ended. In processing of this drawing 7, processing of step S3 corresponds to the target movement value setting means of this invention, and step S2, S4, and processing of S5 and S7 support the target damping force calculation means.

[0046] Therefore, if the rectilinear-propagation run state shall be continued now, it is the vehicle speed detection value Vx from a speed sensor 12. Although it becomes a value according to the vehicle speed, the steering angle detection value θ from the steering angle sensor 11 is zero, and it is the last value $\psi''r(n-1)$ of a target yaw rate further. And last value $Vyr(n-1)$ of a longitudinal direction rate It is zero. For this reason, stationary yaw rate gain $H0$ computed at step S3 Although it becomes a value according to the vehicle speed Differential value $\psi''r$ of a target yaw rate (n) The steering angle detection value θ of the 1st term of the right-hand side of said 13 formulas is zero, and it is the last value $\psi''r(n-1)$ of a target yaw rate. Since it is zero, it becomes zero, therefore it is current value $\psi''r(n)$ of a target yaw rate. It becomes zero. Longitudinal direction acceleration Vyr computed by step S4 according to this (n) And longitudinal direction rate $Vyr(n)$ It becomes zero. Right-and-left front-wheel damping force difference deltaBf computed at step S5 And target differential pressure deltaP also becomes zero, and since a car is in the condition of not braking, in continuing step S7 Master cylinder $** PMCF$ and $PMCR$ detected by pressure-sensor 14MCF and 14MCR It is zero and they are target wheel-cylinder $** P*$ floor line, $P*FR$, and $P*R$. It is set as zero.

[0047] However, if a brake pedal 4 is broken in from a rectilinear-propagation run state and it shifts to a braking condition, they are master cylinder $** PMCF$ and $PMCR$ of a master cylinder 5. By going up, target wheel-cylinder $** P*$ floor line of a wheel, $P*FR$, and $P*R$ are master cylinder $** PMCF$, $PMCF$, and $PMCR$ at step S7, respectively. It is set up equally. On the other hand, a car a steering wheel 10 from a rectilinear-propagation fixed-speed run state for example, by carrying out the left end Since the steering angle detection value θ which increases in the forward direction according to the steering angle of a steering wheel 10 from the steering angle sensor 11 according to this will be detected when it comes to an anticlockwise rotation condition Current

value ψ''_r of the differential yaw rate of the target yaw rate computed at step S3 (n) Stationary yaw rate gain H_0 according to the vehicle speed becomes a value according to the steering angle detection value θ , and is current value $\psi''_r(t)$ of a target yaw rate. It becomes the value which increases in the forward direction. In connection with it, current value V_{yr} of the longitudinal direction acceleration computed by step S4 (n) changes with a car item or the vehicle speed in the forward direction or the negative direction, responds to this, and is the current value V_{yr} of a longitudinal direction rate (n). It changes in the forward direction or the negative direction.

[0048] It is based on the above-mentioned value and is damping force difference ΔB_f of a right-and-left front wheel at step S5. And target differential pressure ΔP is computed. It is set as a large value, it -- being based -- S7 -- target wheel-cylinder P^* floor line of a forward left ring -- or $(PMCF + \Delta P/2) \Delta P$ or either of 0 -- It is set as a large value, target wheel-cylinder P^* FR of a forward right ring -- or $(PMCF - \Delta P/2) \Delta P$ or either of 0 -- Target wheel-cylinder P^* R of a rear wheel Master cylinder $PMCR$ By setting up and controlling wheel-cylinder P^* of each wheel-cylinder 1floor line, 1FR, and 1R according to these The fitness yaw rate and longitudinal direction movement according to the vehicle speed and a steering angle can be generated.

[0049] Next, when the right end of the steering wheel 10 is carried out from a rectilinear-propagation run state, it considers as a clockwise rotation condition and the steering angle detection value θ of the steering angle sensor 11 turns into a negative value, it is differential value $\psi''_r(n)$ of a target yaw rate. Target yaw rate $\psi''_r(n)$ Although it becomes a negative value, it is fundamentally controlled like said anticlockwise rotation. Next, the abnormality judging processing operation of a subroutine shown in drawing 8 performed at step S6 of said drawing 7 is explained.

[0050] Usually, in order to secure the safety of car behavior in the state of a fail when a system will not carry out normal actuation in connection with abnormalities, such as an open circuit of said each sensor and failure of a short circuit or the damping force control unit itself, namely, there is the need for the so-called fail-safe control which returns to the damping force (it is usually described as damping force below) by non-controlled usual brakes operation. Target differential pressure ΔP to which the place was set at said step S5 is large. Consequently, while the damping force difference of the right-and-left front wheel computed at step S7 is controlling each wheel-cylinder P^* based on big target wheel-cylinder P^* floor line and P^* FR, [for example,] If it usually returns to damping force immediately, the damping force difference of a right-and-left front wheel will serve as zero suddenly, a yaw rate increases rapidly by this, it overshoots remarkably, the behavior of a car becomes unstable, and there is a possibility of having a bad influence like insecurity on coincidence at an operator's psychology.

[0051] So, in this invention, the damping force under said control was usually gradually changed to damping force in the state of such a fail, and when usually becoming damping force, it was made to perform fail-safe control which stops a system. The abnormality judging processing of a subroutine shown in drawing 8 performed at said step S6 performs this. Therefore, processing of said drawing 7 is called a main routine.

[0052] In this subroutine, it judges whether the malfunction detection signals fd_1 – fd_8 from each malfunction detection circuits 6a–6h are first outputted by step S9, when the malfunction detection signals fd_1 – fd_8 are outputted, it shifts to step S10, and when abnormalities are not detected, a subroutine is ended and it returns to a main routine. At said step S10, last value $\Delta P(n-1)$ of the target differential pressure memorized at step S8 Read in, The absolute value $|\Delta P(n-1)|$ is compared with absolute value $|\Delta P^*|$ of the target pressurization and decompression set up beforehand. Absolute value $|\Delta P(n-1)|$ of the last value of target differential pressure shifts to step S11, when larger than absolute value $|\Delta P^*|$ of target pressurization and decompression, and when that is not right, it shifts to step S17.

[0053] At said step S11, it judges whether last value $\Delta P(n-1)$ of target differential pressure is forward, when last value $\Delta P(n-1)$ of target differential pressure is forward, it shifts to step S12, and when that is not right, it shifts to step S13. At said step S12, it is based on the following 26 formulas, and is target pressurization-and-decompression ΔP^* from last value $\Delta P(n-1)$ of target differential pressure. The reduced value is set as target differential pressure ΔP .

[0054] $\Delta P = \Delta P(n-1) - \Delta P^* \dots (26)$ -- said step S13 -- the following 27 formulas -- being based -- last value $\Delta P(n-1)$ of target differential pressure -- target pressurization-and-decompression ΔP^* the sum -- a value is set as target differential pressure ΔP the bottom.

$\Delta P = \Delta P(n-1) + \Delta P^*$ Subsequently to step S14 it shifts, and is based on target differential pressure ΔP set up at said steps S12 and S13..... (27) -- like step S7 of said main routine It is set as a large value. calculating said 20 formulas - 22 formula -- target wheel-cylinder P^* floor line of a forward left ring -- or $(PMCF + \Delta P/2) \Delta P$ or either of 0 -- target wheel-cylinder P^* FR of a forward right ring -- or $(PMCF -$

$\Delta P/2$) ΔP or either of 0 -- a large value -- setting up -- target wheel-cylinder ** P* R of a rear wheel Master cylinder ** PMCR It sets

[0055] Subsequently, it shifts to step S16, it judges whether data-processing time amount $\Delta T'$ set up beforehand passed, and if this data-processing time amount $\Delta T'$ passes, it will shift to said step S10. At said step S17, it is PMCF about target wheel-cylinder ** P* floor line of a forward left ring. It sets up and is PMCF about target wheel-cylinder ** P* FR of a forward right ring. It sets up and is target wheel-cylinder ** P* R of a rear wheel. Master cylinder ** PMCR It sets up and a program is ended.

[0056] By performing this program, by said step S9, when there is no malfunction detection signal, it returns to a main routine and the usual damping force control is continued. On the other hand, when there is a malfunction detection signal, priority is given to the program of a subroutine. Last value ΔP (n-1) of target differential pressure judges whether it is forward at step S11. When last value ΔP (n-1) of target differential pressure is forward, it is based on said 26 formulas at step S12, and it is target pressurization-and-decompression ΔP^* from last value ΔP (n-1) of target differential pressure. The reduced value is set as target differential pressure ΔP . the case where last value ΔP (n-1) of target differential pressure is negative -- step S13 -- said 27 formulas -- being based -- last value ΔP (n-1) of target differential pressure -- target pressurization-and-decompression ΔP^* the sum -- a value is set as target differential pressure ΔP the bottom.

[0057] Thus, based on set-up target differential pressure ΔP , said 22 formulas - 22 formula is calculated at said step S14, and they are target wheel-cylinder ** P* floor line, P* FR, and P*R. It computes. And timer processing is performed at said step S16, and they are said target wheel-cylinder ** P* floor line, P* FR, and P* R. By making a setting change to every predetermined time $\Delta T'$, target wheel-cylinder ** P* floor line, P* FR, and P* R are target pressurization-and-decompression ΔP^* in every predetermined time $\Delta T'$. Fluctuating every, target differential pressure ΔP becomes a small value gradually. Here, it is said target pressurization-and-decompression ΔP^* . Although it turns out that it is set up by the following 28 formulas which make a parameter predetermined time $\Delta T'$ and a proportionality constant k, this $\Delta T'$ and k can be set up in the range in which change of car behavior does not become risk, and can also be given as variables, such as constant value or differential pressure dependence, and vehicle speed dependence.

[0058] $\Delta P^* = k - \Delta T'$ If last value ΔP (n-1) of target differential pressure becomes a value smaller than target pressurization-and-decompression ΔP^* at (28) and said step S10, they are each target wheel-cylinder ** P* floor line, P* FR, and P* R at said step S17. Master cylinder ** PMCF and PMCR It sets up and a program is ended. Therefore, the damping force by target wheel-cylinder ** under control usually changes with processings of step S10 and step S17 to said target pressurization-and-decompression [every] order to damping force following processing of said steps S11-S16. Moreover, since priority, such as timer interruption by the side of a main program, falls after ending a program by the subroutine side generally, when the main program of said drawing 7 does not start again, therefore fail-safe control is usually carried out to damping force, a system will stop.

[0059] Therefore, the program of this drawing 8 corresponds to a processing means at the time of the abnormalities of this invention. And target wheel-cylinder ** P* floor line, P* FR, and P* R which were set up in this example based on the above-mentioned operation By performing damping force control processing of drawing 9 and drawing 10 about a front-wheel and rear wheel side, respectively so that it may be satisfied, movement values, such as a yaw rate of a car and a longitudinal direction movement value, are made in agreement with a target movement value, or a slip of the wheel of a car can be controlled in the predetermined condition. In addition, drawing 9 expresses damping force control processing of as opposed to [in drawing 10] wheel-cylinder 1RL of a rear wheel, and 1RR for the damping force control processing to wheel-cylinder 1floor line of a forward left ring, and since damping force control processing to wheel-cylinder 1FR of a forward right ring is performed completely like drawing 9, suppose that it is not illustrated here.

[0060] Front-wheel side damping force control processing of said drawing 9 is performed according to an individual by the right-and-left ring side as timer-interruption processing of predetermined period ΔT like target cylinder pressure data processing of said drawing 7. namely, judge whether the brake switch 13 is an ON state at step S18, and when the brake switch 13 is an OFF state Variable TP showing the holding time of the control signal which judges that it is in the condition of not braking, shifts to step S19, and is outputted It is set as "1." Subsequently, after setting the variable m showing the period which shifts to step S20 and supervises the error of policy objective cylinder pressure P* floor line and the actual cylinder pressure PFL as "1", it shifts to step S21. the actuator 15 of said another side -- receiving -- control signal CSFL2 as a reduced pressure signal of "0" It outputs to current regulator circuit 20floor line2, and shifts to step S22.

[0061] At this step S22, it is Variable TP. It judges whether it is forward, it is "0", or it is negative further. and -

- the time of being $TP > 0$ -- step S23 -- shifting -- one [said] actuator -- receiving -- control signal CSFL1 as a boost signal of "0" It outputs to current regulator circuit 20floor line1. subsequently, the step S24 -- shifting -- variable TP from -- "1" -- subtracting -- new multiplier TP It shifts to step S25. It computes, and to the multiplier storage region which formed this in 19d of storage, after carrying out updating storage After carrying out updating storage in the variable storage region formed in 19d of storage by making into the new variable m the value which subtracted "1" from Variable m, timer-interruption processing is ended and it returns to a main program. Moreover, when the judgment result of step S22 is $TP = 0$, it shifts to step S26, and it is the 1st predetermined electrical potential difference VS 11 to one actuator 2. Control signal CSFL1 as a maintenance signal After outputting, it shifts to said step S25, and returns to a main program. On the other hand, when the judgment result of step S22 is $TP < 0$ It shifts to step S27 and is the 1st predetermined electrical potential difference VS 11 to one actuator 2. 2nd high predetermined electrical potential difference VS 12 The control signal CSFL1 as a reduced pressure signal is outputted. Subsequently, it shifts to step S28 and is Variable TP. It is the new variable TP about the value adding "1". After carrying out updating storage in the variable storage region which was carried out and was formed in 19d of storage, it shifts to said step S25, and returns to a main program.

[0062] moreover, when it is as a result of [of said step S18] a judgment and the brake switch 13 is an ON state Policy objective wheel-cylinder ** P* floor line computed by target cylinder pressure data processing which the car judged it as what is in a braking condition, shifted to step S29, and was mentioned above is master-cylinder-pressure PMCF. It judges whether it is in agreement. When both are in agreement, it shifts to said step S19, and when both are inharmonious, it shifts to step S30.

[0063] At this step S30, it judges whether Variable m is forward, when it is $m > 0$, it shifts to step S34, and when it is $m \leq 0$, it shifts to step S31. At this step S31, after computing the error Perr of policy objective wheel-cylinder ** P* floor line and the current cylinder pressure detection value PFL ($=P^*$ floor line-PFL), it shifts to step S32.

[0064] At this step S32, it is Error Perr. Reference value P0 The following 29 formulas which round off the value which did the division are followed, and it is Variable TP. It computes.

$TP = \text{INT} (Perr / P0) \dots (29)$ -- subsequently -- step S33 -- shifting -- Variable m -- forward predetermined value m0 After setting up, it shifts to said step S34.

[0065] this step S34 -- policy objective cylinder pressure P* floor line -- master-cylinder-pressure PMCF a ***** [that it is above] -- judging -- P^* floor line \geq PMCF it is -- the time -- said step S21 -- shifting -- P^* floor line $<$ PMCF it is -- sometimes, it shifts to step S35. this step S35 -- one [said] actuator 2 -- receiving -- control signal CSFL1 as a boost signal of "0" It outputs to current regulator circuit 20floor line1, and shifts to step S36.

[0066] At this step S36, it is Variable TP. It judges whether it is forward, it is "0", or it is negative further. and -- the time of being $TP < 0$ -- step S37 -- shifting -- the actuator 15 of said another side -- receiving -- control signal CSFL2 as a reduced pressure signal of "0" It outputs to current regulator circuit 20floor line2.

Subsequently, it shifts to step S38 and is Variable TP. New multiplier TP adding "1" Compute, and after carrying out updating storage in the multiplier storage region which formed this in 19d of storage, it shifts to said step S25. After carrying out updating storage in the variable storage region formed in 19d of storage by making into the new variable m the value which subtracted "1" from Variable m, timer-interruption processing is ended and it returns to a main program. Moreover, when the judgment result of step S36 is $TP = 0$, it shifts to step S39, and it is the 1st predetermined electrical potential difference VS 21 to the actuator 15 of another side. Control signal CSFL2 as a maintenance signal After outputting, it shifts to said step S25, and returns to a main program. On the other hand, when the judgment result of step S36 is $TP > 0$ It shifts to step S40 and is the 1st predetermined electrical potential difference VS 21 to the actuator 15 of another side. 2nd high predetermined electrical potential difference VS 22 Control signal CSFL2 as a boost signal It outputs. subsequently, the step S41 -- shifting -- variable TP from -- the value which subtracted "1" -- new variable TP ** -- after carrying out updating storage in the variable storage region which was carried out and was formed in 19d of storage, it shifts to said step S25, and returns to a main program.

[0067] Here, processing of drawing 9 supports the damping force control means of a right-and-left front wheel. Therefore, in the condition that the car is running in the state of un-braking, since the brake switch 13 is an OFF state, it shifts to step S21 through steps S19 and S20 from step S18, and the control signal CSFL2 (or CSFR2) of "0" is outputted to current regulator circuit 20floor line2 (or 20FR2) as a reduced pressure signal. for this reason, a **** current outputs from current regulator circuit 20floor line2 (or 20FR2) -- not having -- the electromagnetism of the actuator 15 of another side -- directional-selecting-valve 22floor line (or 22FR) is maintaining the normal valve position.

[0068] Since it is $TP > 0$ when it shifts to continuing step S22, it shifts to step S23 and the control signal CSFL1

(or CSFR1) of "0" is outputted to current regulator circuit 20floor line1 (or 20FR1) as a boost signal. for this reason, an exciting current output from current regulator circuit 20floor line1 (or 20FR1) -- not having -- the electromagnetism of one actuator 2 -- directional-selecting-valve 3floor line (or 3FR) maintains a normal valve position, and wheel-cylinder 1floor line by the side of a front wheel (or 1FR) is in the master cylinder 5 and the free passage condition. Master cylinder ** PMCF outputted from a master cylinder 5 since the brake pedal 4 is not broken in at this time It is zero and wheel-cylinder ** of each wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) also serves as zero, damping force is not generated and the condition of not braking is continued.

[0069] If a brake pedal 4 is broken in and it is a braking condition from this condition, target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) which shifted to step S29 from step S18 of drawing 9, and was computed by target cylinder pressure data processing of drawing 7 is master cylinder ** PMCF of a master cylinder 5, respectively. It judges whether it is in agreement. This judgment will judge whether a car is a rectilinear-propagation run state under the situation that the wheel has not slipped, or it is in a revolution condition. It sets to processing of drawing 7 by the rectilinear-propagation run state, and target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) is master cylinder ** PMCF. When set up equally, it shifts to step S19 from step S29. the condition mentioned above of not braking -- the same -- a control signal CSFL1 (or CSFR1) -- both -- zero -- carrying out -- electromagnetism -- by making directional-selecting-valve 3floor line (or 3FR) into a normal valve position A master cylinder 5 and each wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) are made into a free passage condition. It is master cylinder ** PMCF about wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of each wheel-cylinder 1floor line (or 1FR). It is made to go up to an equal value, and it is both wheel-cylinders 1floor line and 1FR, and equal damping force is generated.

[0070] However, it shifts to whether either of the right-and-left front wheels slips, or a car considers as a braking condition in the state of revolution, or it considers as a revolution condition in the state of braking. It sets to the processing of drawing 7 mentioned above, and is target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR). Master cylinder ** PMCF When set as a different value In the processing to this wheel-cylinder 1floor line (or 1FR), it shifts to step S30 from step S29, and shifts to step S31 by setting Variable m as "0" by processing of the last step S25. For this reason, error Perr with the pressure detection value PFL (or PFR) of each target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) and pressure-sensor 14floor line (or 14FR) It computes (step S31). The set point P0 which expresses tolerance for this It ** and is Variable TP. It computes (step S32) and, subsequently is the forward predetermined value m0 about Variable m. It shifts to step S34 from setting up (step S33).

[0071] And target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) is master cylinder ** PMCF. When it is the following, it shifts to step S21, and the actuator 15 of another side is made into reduced pressure mode by making a control signal CSFL2 (or CSFR2) into zero, and it shifts to step S22. It is Variable TP when the pressure detection value PFL (or PFR) of each pressure-sensor 14floor line (or 14FR) has not reached target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) at this time. Since it becomes a forward value, it shifts to step S23 and the boost mode of one actuator 2 is continued by making a control signal CSFL1 (or CSFR1) into zero. If this revolution condition and a braking condition continue and this flow is repeated, it is Variable TP at step S24. Although it subtracts "1" every and Variable m is subtracted "1" every at step S25 Variable TP If it becomes zero, it will shift to step S26 from step S22, and it is the 1st predetermined electrical potential difference VS 11. A control signal CSFL1 (or CSFR1) is outputted to current regulator circuit 20floor line1 (or 20FR1) as a maintenance signal, for this reason, current regulator circuit 20floor line1 (or 20FR1) to predetermined electrical potential difference VS 11 the embraced exciting current -- electromagnetism -- by being outputted to directional-selecting-valve 3floor line (or 3FR) Directional-selecting-valve 3floor line (or 3FR) is switched to the 2nd change-over location. these electromagnetism -- Between wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) and master cylinders 5 is intercepted. The cylinder pressure PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) serves as a hold mode maintained by constant value, and this hold mode is continued until Variable m is set to "0" at step S20.

[0072] Then, if Variable m is set to "0", it shifts to step S31 again, and is the error pressure Perr at this time. Setting pressure P0 Variable TP which will be computed at step S32 if it becomes less than 1/2 It is set to "0." It becomes the hold mode mentioned above, without having shifted to step S26 from step S22, and passing through boost mode, and wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is maintained by target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR).

[0073] moreover, when wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of each wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is higher than target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) Error Perr computed at step S31 Since it becomes a negative value, it is Variable TP. It becomes a negative value. It shifts to step S27 from step S22, and is the predetermined electrical potential difference VS 12. A control signal CSFL1 (or CSFR1) is outputted as a reduced pressure signal, for this reason, current regulator circuit 20floor line1 (or 20FR1) to predetermined

electrical potential difference 2 the embraced exciting current -- electromagnetism -- since directional-selecting-valve 3floor line (or 3FR) is supplied, this is switched to the 3rd change-over location. Therefore, wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) will be opened for free passage by the master cylinder 5 through hydraulic-pump 7F, it becomes the reduced pressure mode in which the cylinder pressure PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is decompressed, and this is Variable TP. It is maintained until it is set to "0."

[0074] On the other hand, target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) is master cylinder ** PMCF. When it is above, it shifts to step S35 from step S34, and one actuator 2 is made into boost mode by making a control signal CSFL1 (or CSFR1) into zero, and it shifts to step S36. When wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of each pressure-sensor 14floor line (or 14FR) has not reached target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) at this time Variable TP computed at said step 32 Since it is a forward value, it shifts to step S40. It is said 2nd predetermined electrical potential difference VS 22 to the actuator 15 of another side. A control signal CSFL2 (or CSFR2) is outputted as a boost signal. thereby -- current regulator circuit 20floor line2 (or 20FR2) to predetermined electrical potential difference VS 22 the embraced exciting current -- electromagnetism -- since directional-selecting-valve 22floor line (or 22FR) is supplied, this is switched to the 3rd change-over location. Therefore, pressurization supply of the brake fluid in an accumulator 28 is carried out at plunger mold piston 23floor line (or 23FR). The rod of this piston 23floor line (or 23FR) switches change-over valve 21floor line (or 21FR), and wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) and one actuator 2 are intercepted. By carrying out pressurization supply of the brake fluid in plunger mold piston 23floor line (or 23FR) at wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) at this and coincidence It becomes the boost mode in which it boosts wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR).

[0075] If this revolution condition and a braking condition continue and this flow is repeated, it is Variable TP at step S41. Although it subtracts "1" every and Variable m is subtracted "1" every at step S25 Variable TP If it becomes zero, it will shift to step S39 from step S36, and it is the 1st predetermined electrical potential difference VS 21. A control signal CSFL2 (or CSFR2) is outputted to current regulator circuit 20floor line2 (or 20FR2) as a maintenance signal. for this reason, current regulator circuit 20floor line2 (or 20FR2) to predetermined electrical potential difference VS 21 the embraced exciting current -- the electromagnetism of the actuator 15 of another side -- by being outputted to directional-selecting-valve 22floor line (or 22FR) Directional-selecting-valve 22floor line (or 22FR) is switched to the 2nd change-over location. these electromagnetism -- Between plunger mold piston 23floor line (or 23FR) and accumulators 28 is intercepted, and the rod of this piston 23floor line (or 23FR) and change-over valve 21floor line (or 21FR) are held in the location. Wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) serves as a hold mode maintained by constant value, and this hold mode is continued until Variable m is set to "0" at step S25.

[0076] Then, if Variable m is set to "0", it shifts to step S31 again, and is the error pressure Perr at this time. Setting pressure P0 Variable TP which will be computed at step S32 like last time if it becomes less than 1/2 It is set to "0." It becomes the hold mode mentioned above, without having shifted to step S39 from step S36, and passing through boost mode, and wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is maintained by policy objective wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR).

[0077] moreover, when wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of each wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is higher than target wheel-cylinder ** P* floor line (or P* FR) Error Perr computed at step S31 Since it becomes a negative value, it is Variable TP. Become a negative value, shift to step S37 from step S36, and a control signal CSFL2 (or CSFR2) is made into zero. electromagnetism -- directional-selecting-valve 22floor line (or 22FR) is returned to the 1st change-over location of Normal. Plunger mold piston 23floor line (or 23FR) and reservoir tank 25F are opened for free passage and relieved by this, and when the rod of this piston 23floor line (or 23FR) retreats, change-over valve 21floor line (or 21FR) is switched to a stationary location. Therefore, it becomes the reduced pressure mode in which wheel-cylinder ** PFL (or PFR) of wheel-cylinder 1floor line (or 1FR) is decompressed, and this is Variable TP. It is maintained until it is set to "0."

[0078] On the other hand, rear wheel side damping force control processing of said drawing 10 as well as target cylinder pressure data processing of said drawing 7 is performed as timer-interruption processing of predetermined period deltaT. namely, judge whether the brake switch 13 is an ON state at step S42, and when the brake switch 13 is an OFF state Variable TP showing the holding time of the control signal which judges that it is in the condition of not braking, shifts to step S43, and is outputted It is set as "1." Subsequently, it shifts to step S44 and is policy objective wheel-cylinder ** P* R of a rear wheel. Actual wheel-cylinder ** PR After setting the variable m showing the period which supervises an error as "1", it shifts to step S45.

[0079] At this step S45, it is the control signal CSR as a boost signal of "0" to one [said] actuator 2. It outputs to current regulator circuit 20R. subsequently, the step S46 -- shifting -- variable TP from -- "1" -- subtracting -- new multiplier TP It shifts to step S47. It computes, and to the multiplier storage region which formed this in 19d of said storage, after carrying out updating storage After carrying out updating storage in the

variable storage region formed in 19d of storage by making into the new variable m the value which subtracted "1" from Variable m, timer-interruption processing is ended and it returns to main program.

[0080] moreover, when it is as a result of [of said step S42] a judgment and the brake switch 13 is an ON state Policy objective wheel-cylinder ** P* R computed by target cylinder pressure data processing which the car judged it as what is in a braking condition, shifted to step S48, and was mentioned above is master-cylinder-pressure PMCR. It judges whether it is in agreement. When both are in agreement, it shifts to said step S43, and when both are inharmonious, it shifts to step S49.

[0081] At this step S49, it judges whether Variable m is forward, when it is $m > 0$, it shifts to step S53, and when it is $m \leq 0$, it shifts to step S50. At this step S50, it is policy objective wheel-cylinder ** P* R. Current wheel-cylinder ***** value PR After computing Error Perr ($=P* R-PR$), it shifts to step S51.

[0082] At this step S51, it is Error Perr. Reference value P0 Said 44 formulas which round off the value which did the division are followed, and it is Variable TP. It computes. Subsequently, it shifts to step S52 and is the forward predetermined value m0 about Variable m. After setting up, it shifts to said step S53. At this step S53, it is Variable TP. It judges whether it is forward, it is "0", or it is negative further. And when it is $TP > 0$, it shifts to said step S45, and one [said] actuator 2 is made into a boost condition. Moreover, when the judgment result of step S53 is $TP = 0$, it shifts to step S54, and it is 1st predetermined electrical-potential-difference VS1R to one actuator 2. Control signal CSR as a maintenance signal After outputting, it shifts to said step S47, and returns to a main program. On the other hand, when the judgment result of step S53 is $TP < 0$ It shifts to step S55 and is 1st predetermined electrical-potential-difference VS1R to one actuator 2. 2nd high predetermined electrical-potential-difference VS2R Control signal CSR as a reduced pressure signal It outputs. Subsequently, it shifts to step S56 and is Variable TP. It is the new variable TP about the value adding "1". After carrying out updating storage in the variable storage region which was carried out and was formed in 19d of storage, it shifts to said step S47, and returns to a main program.

[0083] Here, processing of drawing 10 supports the damping force control means of a rear wheel. Therefore, since the brake switch 13 is an OFF state, if it shifts to step S45 through steps S43 and S44 in the condition that the car is running in the state of un-braking, from step S42, it is the control signal CSR of "0". It is outputted to current regulator circuit 20R as a boost signal. for this reason, an exciting current outputs from current regulator circuit 20R -- not having -- the electromagnetism of one actuator 2 -- directional-selecting-valve 3R maintains a normal valve position, and wheel-cylinder 1RL by the side of a rear wheel and 1RR are in the master cylinder 5 and the free passage condition. master cylinder ** PMCR outputted from a master cylinder 5 since the brake pedal 4 is not broken in at this time zero -- becoming -- **** -- each -- wheel-cylinder 1RL and wheel-cylinder ** of 1RR also serve as zero, damping force is not generated and the condition of not braking is continued.

[0084] Target wheel-cylinder ** P* R which shifted to step S48 from step S42 of drawing 10 , and was computed by target cylinder pressure data processing of drawing 7 when the brake pedal 4 was broken in and it was a braking condition from this condition Master cylinder ** PMCR of a master cylinder 5 It judges whether it is in agreement. It is target wheel-cylinder ** P* R by this judgment. Master cylinder ** PMCR When equal, it shifts to step S43 from step S48. the condition mentioned above of not braking -- the same -- control signal CSR zero -- carrying out -- electromagnetism -- by making directional-selecting-valve 3R into a normal valve position Wheel-cylinder 1RL and 1RR are made into a free passage condition. a master cylinder 5 -- each -- each -- wheel-cylinder ** PR of wheel-cylinder 1RL and 1RR Master cylinder ** PMCR it goes up to an equal value -- making -- both -- wheel-cylinder 1RL and 1RR -- it is -- etc. -- it carries out, and it is and damping force is generated.

[0085] However, it shifts to whether a wheel slips or a car considers as a braking condition in the state of revolution, or it considers as a revolution condition in the state of braking. It sets to the processing of drawing 7 mentioned above, and is target wheel-cylinder ** P* R. Master cylinder ** PMCR When set as a different value It shifts to step S49 from step S48, and shifts to step S50 by setting Variable m as "0" by processing of the last step S47. For this reason, target wheel-cylinder ** P* R Pressure detection value PR of pressure-sensor 14R Error Perr The set point P0 which computes (step S50) and expresses tolerance for this It ** and is Variable TP. It computes (step S51) and, subsequently is the forward predetermined value m0 about Variable m. It shifts to step S53 from setting up (step S52).

[0086] At this time, it is the pressure detection value PR of pressure-sensor 14R. Target wheel-cylinder ** P*R It is Variable TP when having not reached. Since it becomes a forward value, it shifts to step S45, and it is a control signal CSR. It considers as zero and the boost mode of one actuator 2 is continued. If this revolution condition and a braking condition continue and this flow is repeated, it is Variable TP at step S46. It is Variable TP, although it subtracts "1" every and Variable m is subtracted "1" every at step S47. If it becomes zero, it shifts to step S54 from step S53, and is 1st predetermined electrical-potential-difference VS1R. Control signal

CSR It outputs to current regulator circuit 20R as a maintenance signal. This reason, predetermined electrical-potential-difference VS1 from current regulator circuit 20R R the embraced exciting current -- electromagnetism -- by being outputted to directional-selecting-valve 3R Directional-selecting-valve 3R is switched to the 2nd change-over location, and between wheel-cylinder 1RL, 1RR, and master cylinders 5 is intercepted. said -- electromagnetism -- Cylinder pressure PR of wheel-cylinder 1RL and 1RR serve as a hold mode maintained by constant value, and this hold mode is continued until Variable m is set to "0" at step S47. [0087] Then, if Variable m is set to "0", it will shift to step S50 again, and it is the error pressure Perr at this time. Setting pressure P0 Variable TP which will be computed at step S51 if it becomes less than 1/2 It is set to "0." It becomes the hold mode mentioned above, without having shifted to step S54 from step S53, and passing through boost mode, and is wheel-cylinder ** PR of wheel-cylinder 1RL and 1RR. Target wheel-cylinder ** P* R It is maintained.

[0088] moreover -- each -- wheel-cylinder ** PR of wheel-cylinder 1RL and 1RR Target wheel-cylinder ** P* R In being high Error Perr computed at step S50 Since it becomes a negative value, it is Variable TP. It becomes a negative value. the step S55 from step S53 -- shifting -- predetermined electrical-potential-difference VS2R Control signal CSR as a reduced pressure signal -- outputting -- this sake -- predetermined electrical-potential-difference VS2 from current regulator circuit 20R R the embraced exciting current -- electromagnetism -- directional-selecting-valve 3R is supplied and this is switched to the 3rd change-over location. Therefore, wheel-cylinder 1RL and 1RR will be opened for free passage by the master cylinder 5 through hydraulic-pump 7R, and it is wheel-cylinder ** PR of wheel-cylinder 1RL and 1RR. Becoming the reduced pressure mode decompressed, this is Variable TP. It is maintained until it is set to "0."

[0089] The simulation result of having checked the effectiveness of this invention by said damping force control is shown in drawing 11 thru/or drawing 13 . The conditions of this simulation start braking after [of predetermined time of day] 0.2 seconds, and are each master-cylinder-pressure PMCF and PMCR after about 0.35 seconds. Predetermined value of 60kg/cm2 It reached, steering was started so that the steering angle theta might become predetermined value 30deg. after 0.7 seconds after that, and the case where detected the abnormalities of each sensor after 1.2 seconds, and it lapsed into a fail condition was assumed further after that.

[0090] Drawing 11 shows time amount change of wheel-cylinder ** which performed fail-safe control by this example, and drawing 12 shows the conventional fail-safe control, i.e., time amount change of wheel-cylinder ** which usually returned to damping force immediately after malfunction detection. Moreover, drawing 13 usually indicates time amount change of the yaw rate by damping force to be time amount change of the yaw rate by both fail-safe control, and time amount change of the yaw rate by damping force control of forward always.

[0091] First, since it became gradually small [the differential pressure of wheel-cylinder ** of right-and-left both front wheels] in the fail-safe control of this example of drawing 11 although the differential pressure of wheel-cylinder ** of right-and-left both front wheels became zero in order to usually return to damping force immediately after malfunction detection in the case of the fail-safe control of the former of drawing 12 , and 15kg/cm2 of proportionality constants k of said 28 formulas was set as /sec. in this case, the differential pressure of both wheel-cylinders ** became zero after about 2.1 seconds.

[0092] And to the yaw rate having increased rapidly, remarkable overshoot having occurred as a result, and it being assumed from this that the behavior of a car becomes unstable, by the fail-safe control of this example, change of a yaw rate is loose, the amount of overshoot is also small, and it is assumed by the conventional fail-safe control that the behavior of a car is stabilized so that clearly from drawing 13 .

[0093] In addition, after a processing means suspends the hydraulic pump of each of said actuators 2 and 15 for example, not only at that to which target wheel-cylinder ** is changed by the program but at the time of abnormalities, boost/reduced pressure pulse which a master cylinder and each wheel cylinder are open for free passage, or is intercepted is turned to said each selector valve, is sent out, and you may make it said damping force difference become small gradually at the time of said abnormalities.

[0094] Moreover, the malfunction detection object of said malfunction detection means may be prepared in hydraulic lines, such as not only various sensors but the controller itself, and an actuator. Moreover, although the case where the damping force difference of the right-and-left ring by the side of a front wheel was controlled was explained, you may make it control the right-and-left damping force difference of not only this but a rear wheel or an order ring in the above-mentioned example.

[0095] Moreover, a yaw rate is made to become desired value by controlling the braking force distribution of an order ring as damping force control. Moreover, said yaw rate control may detect for example, not only feedforward control like this example but a car generating yaw rate by the yaw rate sensor, and may adopt the feedback control which feeds back and controls this detection value.

[0096] Moreover, as a movement quantity of state of the car used as a controlled system, other movement

quantity of states, such as a yaw rate (lateral acceleration), for example, a longitudinal direction rate etc., may be set up. Moreover, in addition to the movement quantity of state control, other control of an antiskid control etc. may be added as damping force control. Furthermore, in the above-mentioned example, although the case where the steering angle sensor 11 was applied as a steering condition detection means of a car was explained, it is not limited to this and replaces with a steering angle sensor, and you may make it detect the steering angle (real rudder angle) of an actual wheel, and steering gear ratio N in three formulas, 7.6 formulas, and 7.7 formulas which were mentioned above is omitted in this case.

[0097] Furthermore, in the above-mentioned example, although the case where a speed sensor 12 was applied as a speed detection means was explained, a car cross-direction rate can also be computed by the ability to detect car order acceleration etc. whenever [wheel speed / not only this but]. In addition, although the case where a microcomputer was applied as a braking pressure control unit 16 was further explained in the above-mentioned example, it is not limited to this and can also constitute combining electronic circuitries, such as a comparator circuit, an arithmetic circuit, and a logical circuit.

[0098]

[Effect of the Invention] The target damping force for the car kinematic control which was set up according to the damping force control unit of this invention so that the movement desired value of the car by which a calculation setup was carried out, and the movement value actually generated on a car might be made in agreement as explained above is embraced. While controlling independently the damping force of a braking means on either side, when a system lapses into a fail condition The fail-safe control which controls rapid fluctuation of the movement value actually generated on a car also when damping force is being controlled so that a big damping force difference occurs in order to attain predetermined movement desired value becomes possible, since the damping force under control is usually gradually returned to damping force. As a result, car behavior is stabilized and it becomes possible to ease the psychological influence to an operator.

[Translation done.]

This Page Blank (copy)

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the outline block diagram showing the basic configuration of this invention.

[Drawing 2] It is the schematic diagram showing one example of this invention.

[Drawing 3] It is the oil pressure schematic diagram of an actuator in drawing 2 .

[Drawing 4] It is the oil pressure schematic diagram of the actuator of another side in drawing 2 .

[Drawing 5] It is the block diagram showing an example of a braking pressure control device.

[Drawing 6] It is the explanatory view of the movement model of a car.

[Drawing 7] It is the flow chart Fig. showing an example of the procedure of target damping force calculation among braking pressure control devices.

[Drawing 8] It is the flow chart Fig. showing an example of the judgment procedure at the time of abnormalities among braking pressure control devices.

[Drawing 9] It is the flow chart Fig. showing an example of the procedure of target damping force control of a front wheel among braking pressure control devices.

[Drawing 10] It is the flow chart Fig. showing an example of the procedure of target damping force control of a rear wheel among braking pressure control devices.

[Drawing 11] It is the property Fig. showing time amount change of wheel-cylinder ** by the fail-safe control of this example.

[Drawing 12] It is the property Fig. showing time amount change of wheel-cylinder ** by the conventional fail-safe control.

[Drawing 13] It is the property Fig. showing time amount change of the yaw rate by the fail-safe control of this example, and the conventional fail-safe control.

[Description of Notations]

1floor-line-1RR is a wheel cylinder (braking means).

2 is an actuator.

3floor line - 3R -- electromagnetism -- a directional selecting valve

4 is a brake pedal.

5 is a master cylinder.

6a-6h are a malfunction detection circuit (malfunction detection means).

7F and 7R are a hydraulic pump.

8F and 8R are an accumulator.

9F and 9R are a reservoir tank.

10 is a steering wheel.

11 is a steering angle sensor (steering condition detection means).

12 is a speed sensor (speed detection means).

13 is brake-switched.

14floor line - 14MCR is a pressure sensor (braking pressure detection means).

15 is an actuator.

16 is a braking pressure control unit.

21floor lines and 21FR are a change-over valve.

22floor lines and 22FR -- electromagnetism -- a directional selecting valve

23floor lines, 23FR plunger mold piston

24floor lines and 24FR are a throttle valve.

25F are a reservoir tank.

26F are a hydraulic pump.

27 is a pressure switch.

28 is an accumulator.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-87421

(43)公開日 平成6年(1994)3月29日

(51)Int.Cl.⁵

B 6 0 T 8/32
8/24

識別記号

庁内整理番号

7504-3H
8610-3H

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1(全 25 頁)

(21)出願番号 特願平4-238704

(22)出願日 平成4年(1992)9月7日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 東又 幸

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 安野 芳樹

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

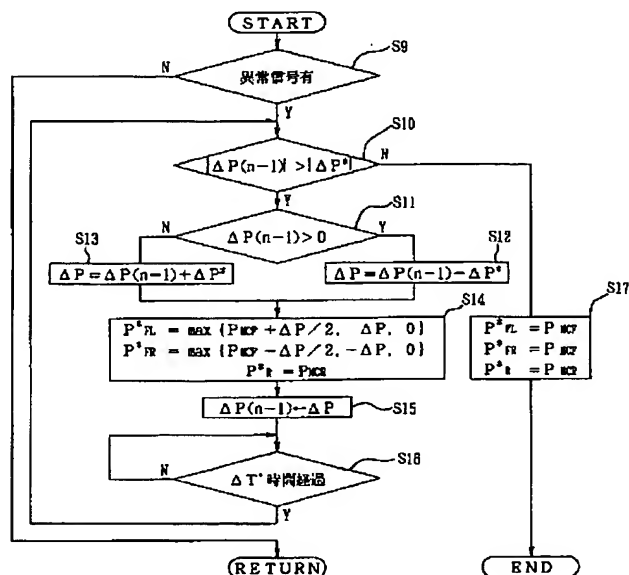
(74)代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54)【発明の名称】 制動力制御装置

(57)【要約】

【目的】車両運動制御のための制動力制御中でも制動力差を次第に変化させて無制御の通常制動力とすることで、車両運動値の急激な変動を抑制して車両挙動を安定化し、運転者への心理的影響を低減し得る制動力制御装置を提供する。

【構成】車両の発生ヨーレートを予め算出された目標ヨーレートに一致させるように設定されたヨーレート制御のための目標制動力 ($P^*_{FL} \sim P^*_{R}$) に応じて左右輪の制動力を制御すると共に、異常検出時には該目標制動力発生に必要な目標差圧 (ΔP) を所定時間 ($\Delta T'$) 毎に目標加減圧 (ΔP^*) ずつ小さくして各目標制動力が通常ブレーキ操作による制動力 (P_{MCF} , P_{MCR}) に設定されたら制動力制御を停止する構成とした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の操舵状態を検出する操舵状態検出手段と、車両の前後方向速度を検出する速度検出手段と、前記操舵状態検出手段及び速度検出手段からの信号を入力して車両の運動目標値を設定する運動目標値設定手段と、前輪及び後輪の少なくとも一方に配設された左右の制動手段と、前記運動目標値設定手段で設定された運動目標値を制御対象となる車両で実現するために必要な前記制動手段の目標制動力を算出する目標制動力算出手段と、前記左右の制動手段の制動力を前記目標制動力と一致するように独立に制御する制動力制御手段とを備えた制動力制御装置において、前記制動力制御装置の異常を検出する異常検出手段と、前記異常検出手段が制動力制御装置の異常を検出したときに前記制御された左右の制動手段の制動力を無制御の通常制動力まで次第に変化する異常時処理手段とを備えたことを特徴とする制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、制動時の車両の操縦安定性を向上させることができる制動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の制動力制御装置としては、例えば実開昭59-155264号公報に記載されているように、左右のブレーキ差圧により車両ヨー特性を制御するものがある。具体的には、所定値以上の操舵角が与えられて制動が行われた場合に、旋回外輪の増圧タイミングを遅らせて制動時の回頭性を向上させるように制御している。

【0003】しかしながら、上記従来の制動力制御装置には前輪操舵及び左右制動力差によって生じるヨーレートが車速に依存することが考慮されておらず、ヨーレートを適性値に制御することが困難であると共に、発生したヨーレートの過渡的な特性を改善することが難しいという未解決の課題がある。斯る課題を解決するために、特開平2-70561号公報に記載される制動力制御装置が提案されている。この制動力制御装置によれば、車速や操舵角から目標ヨーレートを設定し、その目標ヨーレートと実際の車両に発生するヨーレートとが一致するように、前輪又は後輪の左右輪のうち何れか一方の制動力に対して他方の制動力を相対的に調整して相対制動力差が発生するように制動力を制御することにより、車速に依存して発生したヨーレートの過渡特性が改善されるという利点がある。

【0004】ちなみに、前記制動力制御装置では、左右輪の何れか一方の制動力に対して他方の制動力を相対的に調整するために、左右両輪の制動力の合計が例えばブレーキ操作によって得られる総制動力と異なり、運転者のブレーキ操作感覚に悪影響を与える虞れがある。この

点に関して、本出願人は先に特開平3-281467号公報に記載した制動力制御装置を提案し、斯る問題を解決している。この制動力制御装置によれば、前記左右輪の目標制動力を算出するにあたり前記目標ヨーレートと発生ヨーレートとを一致させるための目標制動力差を設定することにより、前記総制動力が変化しないように左右輪の相対制動力差を目標制動力差に一致させることができる。

【0005】このような制動力制御装置では、各センサの断線や短絡、或いは制御装置自体の故障等の異常により、システムが正常に動作できなくなった場合（フェイル状態）を想定し、そのようなフェイル状態では即座に、制動力を制御しない通常のブレーキ操作による制動力となるフェイルセーフ制御が講じられている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながらこのような制動力制御装置におけるフェイルセーフ制御では、例えば左右輪の制動力の制御中、特に左右輪の制動力差が大きく生じているようなときにフェイル状態に陥ると、即座に制動力が通常のブレーキ操作によるものとなる、即ち左右輪の制動力差が零となるため、ヨーレートが急激に増加して車両の挙動が不安定になるという虞れがある。

【0007】この発明は、前記問題点に着目してなされたものであり、前記のように左右輪の制動力差が大きく生じているような場合のフェイルセーフ制御にあっても、ヨーレートの急激な増加を抑制し、車両の挙動を安定化し得るフェイルセーフ制御の可能な制動力制御装置を提供することを目的とするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の制動力制御装置は、図1の基本構成に示すように、車両の操舵状態を検出する操舵状態検出手段と、車両の前後方向速度を検出する速度検出手段と、前記操舵状態検出手段及び速度検出手段からの信号を入力して車両の運動目標値を設定する運動目標値設定手段と、前輪及び後輪の少なくとも一方に配設された左右の制動手段と、前記運動目標値設定手段で設定された運動目標値を制御対象となる車両で実現するために必要な前記制動手段の目標制動力を算出する目標制動力算出手段と、前記左右の制動手段の制動力を前記目標制動力と一致するように独立に制御する制動力制御手段とを備えた制動力制御装置において、前記制動力制御装置の異常を検出する異常検出手段と、前記異常検出手段が制動力制御装置の異常を検出したときに前記制御された左右の制動手段の制動力を無制御の通常制動力まで次第に変化する異常時処理手段とを備えたことを特徴とするものである。

【0009】

【作用】本発明の制動力制御装置においては、前記運動

目標値設定手段で車両の操舵状態、例えば操舵角検出値と、車両の前後方向速度、例えば車速とに基づいて運動目標値、例えばヨーレートを設定し、この運動目標値と実際に車両に発生する運動値とを一致させるように、前記目標制動力算出手段で目標制動力を算出する。そして前記制動力制御手段は、左右の制動手段の制動力をこの目標制動力で制動するように各輪の制動手段を独立に制御する。

【0010】一方、前記異常検出手段が各センサの断線や短絡、或いは制御装置自体の故障等の異常を検出した場合、即ちフェイル状態では、前記異常時処理手段が制御中の制動力を無制御の通常ブレーキ操作による制動力まで次第に変化するため、例えば制御対象である左右輪に発生していた制動力差が次第に小さくなり、運動値（ヨーレート）の急激な変動、特に増加側への急激な変化が抑制されるから、車両の挙動変化も緩やかになる。従って、例えばこのフェイル状態を何らかの手段で運転者に認識せしめても、車両挙動の緩やかなフェイルセーフ制御によって運転者への心理的影響を緩和し、所謂パニック状態の誘因を防止することが可能となる。

【0011】

【実施例】以下、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。図2はこの発明の一実施例を示す油圧・電気系統図である。図中、1FL、1FRは前輪に取付けられた左右の制動手段としてのホイールシリンダ、1RL、1RRは後輪に取付けられた左右の制動手段としてのホイールシリンダであり、このうち前輪側のホイールシリンダ1FL、1FRに供給されるブレーキ液圧は二つのアクチュエータ2、15によって制御され、後輪側のホイールシリンダ1RL、1RRに供給されるブレーキ液圧は一方のアクチュエータ2だけによって制御される。

【0012】このうち一方のアクチュエータ2は図3に示すように、従来のアンチスキッド制御用アクチュエータと同様の構成を有し、他方のアクチュエータ15を介して前輪側のホイールシリンダ1FL、1FRを個別に制御する二つの3ポート3位置電磁方向切換弁3FL及び3FRと、後輪側のホイールシリンダ1RL及び1RRを同時に制御する3ポート3位置電磁方向切換弁3Rとを備えている。これらの電磁方向切換弁3FL～3Rはホイールシリンダ1FL～1Rのブレーキ液圧をマスターシリンダ5のブレーキ液圧以下に制御するためのものである。

【0013】そして、電磁方向切換弁3FL及び3FRのPポートがブレーキペダル4に連結されている2系統マスターシリンダ5の一方の系統に接続され、また電磁方向切換弁3FL及び3FRのAポートが個別に他方のアクチュエータ15に接続され、さらにBポートが電動モータ（図示せず）によって回転駆動される油圧ポンプ7Fを介してマスターシリンダ5の一方の系統に接続されている。

【0014】また、電磁方向切換弁3RのPポートが前記2系統マスターシリンダ5の他方の系統に接続され、また電磁方向切換弁3RのAポートがホイールシリンダ1RL及び1RRに接続され、Bポートが電動モータ（図示せず）によって回転駆動される油圧ポンプ7Rを介してマスターシリンダ5の他方の系統に接続されている。

【0015】さらに、電磁方向切換弁3FL及び3FRのPポートと油圧ポンプ7Fとの間の管路にアキュムレータ8Fが接続され、Bポートと油圧ポンプ7Fとの間の管路にリザーバタンク9Fが接続され、同様に電磁方向切換弁3RのPポートと油圧ポンプ7Rとの間の管路にアキュムレータ8Rが接続され、Bポートと油圧ポンプ7Rとの間の管路にリザーバタンク9Rが接続されている。

【0016】ここで、前輪側電磁方向切換弁3FL、3FRの夫々は、図3に示すようにノーマル位置の第1の切換位置でマスターシリンダ5と他方のアクチュエータ15とを直接接続してブレーキ液圧をマスターシリンダ5のブレーキ液圧まで増圧する増圧状態とし、第2の切換位置で他方のアクチュエータ15とマスターシリンダ5及び油圧ポンプ7Fとの間を遮断してブレーキ液圧を保持する保持状態とし、さらに第3の切換位置で他方のアクチュエータ15とマスターシリンダ5との間を油圧ポンプ7Fを介して接続することにより、ブレーキ液をマスターシリンダ5側に戻す減圧状態とし、これらの切換位置が後述する制動圧制御装置16から供給される3段階の電流値によって切換制御される。

【0017】また、後輪側電磁方向切換弁3Rは、ノーマル位置の第1の切換位置でマスターシリンダ5とホイールシリンダ1RL、1RRとを直接接続してホイールシリンダ1RL、1RRのブレーキ液圧をマスターシリンダ5のブレーキ液圧まで増圧する増圧状態とし、第2の切換位置でホイールシリンダ1RL、1RRとマスターシリンダ5及び油圧ポンプ7Rとの間を遮断してホイールシリンダ1RL、1RRのブレーキ液圧を保持する保持状態とし、さらに第3の切換位置でホイールシリンダ1RL、1RRとマスターシリンダ5との間を油圧ポンプ7Rを介して接続することにより、ホイールシリンダ1RL、1RR内のブレーキ液をマスターシリンダ5側に戻す減圧状態とし、これらの切換位置が後述する制動圧制御装置16から供給される3段階の電流値によって切換制御される。

【0018】また、他方のアクチュエータ15は図4に示すように、従来のトラクションコントロール用アクチュエータと同様の構成を有し、前記一方のアクチュエータ2からのブレーキ液圧を前輪側のホイールシリンダ1FL、1FRに入力したりこのアクチュエータ15からの出力を遮断したりする切換弁21FL及び21FRと、前輪側のホイールシリンダ1FL及び1FRのブレ

一キ液圧をマスターシリンダ5のブレーキ液圧以上まで個別に制御する3ポート3位置電磁方向切換弁22FL及び22FRとを備えている。

【0019】そして、電磁方向切換弁22FL及び22FRのAポートは前記切換弁21FL、21FRとホイールシリンダ1FL、1FRとを接続する管路に接続され、その間には同切換弁21FL及び21FRを切換えるプランジャ型ピストン23FL及び23FRと絞り弁24FL及び24FRとが介在されている。またこの電磁方向切換弁22FL及び22FRのBポートはブレーキ液リザーバタンク25Fのブレーキ液を加圧する油圧ポンプ26Fに接続され、さらにPポートが同リザーバタンク25Fに接続されている。

【0020】また、前記油圧ポンプ26Fと3ポート3位置電磁方向切換弁22FL及び22FRとの間の管路には圧力スイッチ27が設けられると共にアキュムレータ28が接続されており、油圧ポンプ27により加圧されたブレーキ液はアキュムレータ28に蓄圧されるようにしてある。さらに、前記アキュムレータ28はリリーフ弁29を介してリザーバ25Fに接続されている。そして前記圧力スイッチ27の信号は後述する制動圧制御装置16に入力されており、ブレーキ液圧が第一の所定値 P_0 を下回ると、同スイッチ27からの信号に基づいて制動圧制御装置16から出力された油圧ポンプ駆動信号により、油圧ポンプ26Fが駆動され、ブレーキ液圧が第二の所定値 P_1 ($>P_0$)を上回ると、同スイッチ27からの信号に基づいて駆動信号が停止される。さらにブレーキ液圧が第三の所定値 P_2 ($>P_1$)を上回ると、圧力スイッチ27からの信号に基づいて制動圧制御装置16から出力されたリリーフ弁駆動信号により、リリーフ弁29が駆動し、アキュムレータ28内のブレーキ液がリザーバタンク25Fにリリーフされる。

【0021】一方、各電磁方向切換弁22FL及び22FRの夫々は、図4に示すように第3の切換位置では前記プランジャ型ピストン23FL、23FRとアキュムレータ28とを連通して同ピストン23FL、23FRのロッドを前進させ、このピストン23FL、23FRのロッドにより切換弁21FL、21FRを切換えて、前記一方のアクチュエータ2側への出力を遮断すると同時に、同ピストン23FL、23FR内のブレーキ液をホイールシリンダ1FL、1FRに加圧供給してマスターシリンダ5のブレーキ液圧以上まで増圧する。また、第2の切換位置では前記プランジャ型ピストン23FL、23FRとアキュムレータ28とが遮断されて同ピストン23FL、23FRのロッドはその位置に停止し、ホイールシリンダ1FL、1FRのブレーキ液圧が保持される。また、ノーマルの第1の切換位置では、前記プランジャ型ピストン23FL、23FRとリザーバタンク25Fとが連通されて同ピストン23FL、2

3FR中のブレーキ液圧がリリーフされ、同ピストン23FL、23FRのロッドが後退してホイールシリンダ1FL、1FRが減圧され、それと同時に切換弁21FL、21FRが定常位置に戻って一方のアクチュエータ2からのブレーキ液圧がホイールシリンダ1FL、1FRに入力される。これらの切換位置は後述する制動圧制御装置16から供給される3段階の電流値によって切換制御される。なお、プランジャ型ピストン23FL、23FRの切換位置には逆止弁を用い、アキュムレータ28のブレーキ液圧とマスターシリンダ5のブレーキ液圧との差圧により同ピストン23FL、23FRのロッドが自動的に前進／後退するようにしてある。また、前記増圧状態では絞り弁24FL、24FRを切換えて絞り側にし、プランジャ型ピストン23FL、23FRがゆっくりと前進するようにしてある。

【0022】一方、車両には図2に示すように、ステアリングホイール10の操舵角を検出して、ステアリングホイール10が中立位置にあるときに零の電圧、この中立位置から右切りしたときに操舵角に応じた負の電圧、及び中立位置から左切りしたときに操舵角に応じた正の電圧の検出信号を出力して、操舵角検出値 θ を検出する操舵状態検出手段としての操舵角センサ11が配設されている。また、車速に応じた検出信号を出力して車速検出値 V_X を検出する速度検出手段としての車速センサ12、またブレーキペダル4の踏込状態に応じた検出信号を出力してブレーキ踏込検出値SBを検出するブレーキスイッチ13が取付けられている。更に、各ホイールシリンダ1FL、1FR、1RLのシリンダ圧に応じた検出信号を出力して圧力検出値 P_{FL} 、 P_{FR} 、 P_R を検出する圧力センサ14FL、14FR、14R、2系統マスターシリンダ5の夫々の系のシリンダ圧に応じた検出信号を出力して圧力検出値 P_{MCF} 及び P_{MCR} を検出する圧力センサ14MCF、14MCRが取付けられている。

【0023】そして本実施例では、これらの各センサやスイッチの夫々に、当該センサ若しくはスイッチの異常を検出する異常検出回路6a～6hが併設されている。具体的には図2に明示するように前記操舵角センサ11には異常検出回路6aが、車速センサ12には異常検出回路6bが、ブレーキスイッチ13には異常検出回路6cが、圧力センサ14FL、14FR、14Rには異常検出回路6d、6e、6fが、圧力センサ14MCF、14MCRには異常検出回路6g、6hが取付けられている。これらの異常検出回路6a～6hは当該センサ若しくはスイッチに断線や短絡或いはそれ自体の故障等の異常があった場合に、異常検出信号fd1～fd8を出力して当該センサ若しくはスイッチの異常を検出する。

【0024】制動圧制御装置16は、図5に示すように、各センサ11、12、13、14FL～14MCF、14MCRの各検出信号と前記異常検出回路6a～6hの異常検出信号とが入力されるマイクロコンピュー

タ19と、このマイクロコンピュータ19から出力される制御信号CS_{FL1}、CS_{FR1}及びCS_Rが個別に入力されて、前述した一方のアクチュエータ2の電磁方向切換弁3_{FL}、3_{FR}及び3_Rのソレノイドを駆動するフローティング形の定電流回路20_{FL1}、20_{FR1}及び20_Rと、同マイクロコンピュータ19から出力される制御信号CS_{FL2}、CS_{FR2}が個別に入力されて、前述した他方のアクチュエータ15の電磁方向切換弁22_{FL}、22_{FR}のソレノイドを駆動するフローティング形の定電流回路20_{FL2}、20_{FR2}とを備えている。

【0025】マイクロコンピュータ19は図5に示すように、少なくともA/D変換機能を有する入力インタフェース回路19a、D/A変換機能を有する出力インタフェース回路19b、演算処理装置19c及び記憶装置19dを備えている。この演算処理装置19cは、操舵角センサ11からの操舵角検出値 θ 、車速センサ12からの車速検出値 V_x 、ブレーキスイッチ13からのブレーキ検出値SB及び圧力センサ14MCF、14MCRからのマスターシリンダ圧検出値 P_{MCF} 、 P_{MCR} に基づ

$$I_Z \cdot \psi'(t) = C_f \cdot L_f - C_r \cdot L_r + T_f \cdot (B_{FL}(t) - B_{FR}(t)) / 2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$M \cdot V'y(t) = 2(C_f + C_r) - M \cdot V_x(t) \cdot \psi'(t) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで I_Z は車両ヨー慣性モーメント、 $\psi'(t)$ はヨーレート、 L_f は車両重心と前車軸との間の距離、 L_r は車両重心と後車軸との間の距離、 T_f は前輪トレッド、 $B_{FL}(t)$ は左前輪制動力、 $B_{FR}(t)$ は右前輪制動力、 M は車両重量、 $V_y(t)$ は車両横方向速度、 $V'y(t)$ は車両

$$C_f = K_f \{ \theta(t) / N - (V_y + L_f \cdot \psi'(t)) / V_x(t) \} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C_r = -K_r (V_y - L_r \cdot \psi'(t)) / V_x(t) \quad \dots\dots\dots (4)$$

なお、 $\theta(t)$ は操舵角、 N はステアリングギヤ比、 K_f は前輪コーナリングパワー、 K_r は後輪コーナリングパワーである。

【0029】この3式及び4式を前記1式及び2式に代

$$\psi'(t) = a_{11} \cdot \psi'(t) + a_{12} \cdot V_y(t) + b_1 \cdot \theta(t) + b_{p1} \cdot \Delta B_f(t) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$V'y(t) = a_{21} \cdot \psi'(t) + a_{22} \cdot V_y(t) + b_2 \cdot \theta(t) \quad \dots\dots\dots (6)$$

但し、

$$\Delta B_f(t) = B_{FL}(t) - B_{FR}(t) \quad \dots\dots\dots (7.1)$$

$$a_{11} = -2(K_f \cdot L_f^2 + K_r \cdot L_r^2) / (I_Z \cdot V_x) \quad \dots\dots\dots (7.2)$$

$$a_{12} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r) / (I_Z \cdot V_x) \quad \dots\dots\dots (7.3)$$

$$a_{21} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r) / (M \cdot V_x) - V_x \quad \dots\dots\dots (7.4)$$

$$a_{22} = -2(K_f + K_r) / (M \cdot V_x) \quad \dots\dots\dots (7.5)$$

$$b_1 = 2 \cdot K_f \cdot L_f / (I_Z \cdot N) \quad \dots\dots\dots (7.6)$$

$$b_2 = 2 \cdot K_f / (M \cdot N) \quad \dots\dots\dots (7.7)$$

$$b_{p1} = T_f / (2 \cdot I_Z) \quad \dots\dots\dots (7.8)$$

通常の車両を考えると前輪制動力差 $\Delta B_f(t)$ は零であるため、前記5式の $\Delta B_f(t)$ の項を無視すると操舵角 $\theta(t)$ に対するヨーレート $\psi'(t)$ の伝達関数は微分演算

いて図7及び図8の処理を実行して、左右前輪及び後輪の目標制動力としての目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} 、 P^*_{FL} 及び P^*_R を算出し、これら目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} 、 P^*_{FL} 及び P^*_R と圧力センサ14_{FR}、14_{FL}、14_R、14_{MCF}及び14_{MCR}のシリンダ圧検出値 P_{FR} 、 P_{FL} 、 P_R 、 P_{MCF} 及び P_{MCR} とに基づいて図9及び図10の処理を実行して、前記一方のアクチュエータ2の電磁方向切換弁3_{FL}、3_{FR}を制御する制御信号CS_{FL1}、CS_{FR1}を出力し、且つ電磁方向切換弁3_Rに対しては制御信号CS_Rを出力し、他方のアクチュエータ15の電磁方向切換弁23_{FL}、23_{FR}を制御する制御信号CS_{FL2}、CS_{FR2}を出力する。

【0026】次に、上記実施例の動作を説明する。先ず、この実施例において車両の運動目標値としてヨーレートと横方向運動値の算出について説明する。車両の運動を、図6に示すように、ヨーイング及び横方向の2自由度と考えた場合、これらの運動方程式は下記1式及び2式で表すことができる。

【0027】

横方向加速度、 $V_x(t)$ は車両前後方向速度である。

【0028】また、 C_f 及び C_r は、前輪及び後輪のコーナリングフォースであって、下記3式及び4式で表すことができる。

入し、ヨーレート $\psi'(t)$ 、横方向速度 $V_y(t)$ に関する微分方程式と考えると、それらは下記5式及び6式で表現することができる。

子Sを用いて下記8式で表される。

【0030】

$$\frac{\psi'(s)}{\theta(s)} = \frac{b_1 \cdot S + (a_{12} \cdot b_2 - a_{22} \cdot b_1)}{S^2 - (a_{11} + a_{22}) S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \quad \dots\dots\dots (8)$$

同様に、操舵角 $\theta(t)$ に対する車両横方向速度 V_y される。

$$\frac{V_y(t)}{\theta(t)} = \frac{b_2 \cdot S + (a_{21} \cdot b_1 - a_{11} \cdot b_2)}{S^2 - (a_{11} + a_{22}) S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \quad \dots\dots\dots (9)$$

これら 8 式、9 式の伝達関数は（一次）／（二次）の形であるから、車両前後方向速度 V_x が大きくなる程、操舵角入力 $\theta(t)$ に対する発生ヨーレート $\psi'(t)$ 及び車両横方向速度 $V_y(t)$ は振動的になり、車両操縦性及び安定性が悪化することが分かる。即ち、前記 8 式、9 式の分母の一次の項に係る係数 $\{-(a_{11}+a_{22})\}$ は、制御系の減衰係数 ζ に相当し、このため係数 $\{-(a_{11}+a_{22})\}$ に前記 7. 2 式、7. 5 式に示す a_{11} 及び a_{22} を代入すると、これら a_{11} 、 a_{22} が常に負の値となることから、減衰係数 ζ は正の減衰であり、且つ車両前後方

$$\psi'_r(t) = H_0 \cdot \theta(t) / (1 + \tau t) \quad \dots\dots\dots (10)$$

但し、 H_0 は定常ヨーレートゲインで、スタビリティファクタ A を用いることにより、下記 11 式によって定義

$$H_0 = V_x / \{ (1 + A \cdot V_x^2) \cdot L \cdot N \} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 L はホイールベースであり、またスタビリティ $-M(L_f \cdot K_f - L_r \cdot K_r)$

$$A = \frac{-M(L_f \cdot K_f - L_r \cdot K_r)}{2 \cdot L^2 \cdot K_f \cdot K_r} \quad \dots\dots\dots (12)$$

次に左右前輪の制動力差 $\Delta B_f(t)$ を用いて、車両の発生ヨーレート $\psi'(t)$ を目標ヨーレート $\psi'_r(t)$ に一致させるための第 1 目標制動力を算出する方法について説明

$$\psi'_r(t) = H_0 \cdot \theta(t) / \tau - \psi'_r(t) / \tau \quad \dots\dots\dots (13)$$

操舵角入力 $\theta(t)$ と左右前輪制動力差 $\Delta B_f(t)$ による発生ヨーレート $\psi'(t)$ が、目標ヨーレート $\psi'_r(t)$ に一致すると仮定すれば、各々の微分値 $\psi''(t)$ 、 $\psi''_r(t)$ も一致すると考えられる。従って、 $\psi''_r(t) = \psi''(t)$ 、 $\psi'_r(t) = \psi'(t)$ と仮定し、また前記仮定が成立する時

$$\psi''_r(t) = a_{11} \cdot \psi'_r(t) + a_{12} \cdot V_{yr}(t) + b_{11} \cdot \theta(t) + b_{p1} \cdot \Delta B_f(t) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$V_{yr}'(t) = a_{21} \cdot \psi'_r(t) + a_{22} \cdot V_{yr}(t) + b_{21} \cdot \theta(t) \quad \dots\dots\dots (15)$$

そして、上記 15 式に前記 14 式を代入すれば、左右前輪の制動力差 $\Delta B_f(t)$ は下記 16 式で求めることがで

$$\Delta B_f(t) = (\psi''_r(t) - a_{11} \cdot \psi'_r(t) - a_{12} \cdot V_{yr}(t) - b_{11} \cdot \theta(t)) / b_{p1} \quad \dots\dots\dots (16)$$

この 16 式で求めた左右前輪の制動力差 $\Delta B_f(t)$ を発生させるためには、左右前輪のホイールシリンダ圧に差圧を生じさせればよく、ホイールシリンダ圧 P と制動力

$$B_f = k_p \cdot P = 2 \cdot \mu_p \cdot A_p \cdot r_p \cdot P / R \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$k_p = 2 \cdot \mu_p \cdot A_p \cdot r_p / R \quad \dots\dots\dots (18)$$

但し、 k_p はホイールシリンダ圧と制動力との比例定数であり、 μ_p はブレーキパッド及びディスクロータ間摩擦係数、 A_p はホイールシリンダ面積、 r_p はディスク

向速度 V_x が大きくなる程減衰係数 ζ は零に近づくことになる。つまり、車両前後方向速度 V_x が大きくなる程、制御系の減衰係数 ζ が小さくなるため、ヨーレート $\psi'(t)$ 及び車両横方向速度 $V_y(t)$ は振動的（減衰し難い状態）になる。

【0032】そこで、例えば目標ヨーレート $\psi'_r(t)$ を操舵角入力 $\theta(t)$ に対してオーバシュート及びアンダシュートの無い 1 次遅れ系とし、且つ定常値を通常の車両と等しく設定すれば、目標ヨーレート $\psi'_r(t)$ は下記 10 式で表すことができる。

される。

【0033】

ファクタ A は、下記 12 式で表される。

する。目標ヨーレートの微分値 $\psi'_r(t)$ は前記 10 式を変形した下記 13 式で求めることができる。

【0034】

の横方向速度 $V_y(t)$ を目標横方向速度 $V_{yr}(t)$ と定義して、これらを前記 5 式及び 6 式に代入することにより、下記 14 式及び 15 式を得ることができる。

【0035】

きる。

【0036】

B_f との関係は、車輪の慣性モーメントを無視すれば、下記 17 式で求めることができる。

【0037】

ロータ有効半径、 R はタイヤ半径である。

【0038】したがって、左右前輪のホイールシリンダ圧の目標差圧を $\Delta P(t)$ とすれば、この目標差圧 ΔP

(t) は、

$$\Delta P(t) = \Delta B_f(t) / k_p$$

で表すことができる。そして、上記19式で求められた目標差圧 $\Delta P(t)$ とマスターシリンダ圧 $P_{MCF}(t)$ とから、全制動力が変化しないように、即ち左右前輪のホイールシリンダ圧の和がマスターシリンダ圧の二倍になる

$$P^*_{FL}(t) = \max(P_{MCF}(t) + \Delta P(t) / 2, \Delta P(t), 0) \dots\dots\dots (20)$$

$$P^*_{FR}(t) = \max(P_{MCF}(t) - \Delta P(t) / 2, \Delta P(t), 0) \dots\dots\dots (21)$$

$$P^*_R(t) = P_{MCR}(t) \dots\dots\dots (22)$$

但し、前記20式～22式における $\max(A, B, C)$ はA, B, Cの最大値を選択する意味である。

【0040】従って、前記の演算を、前記マイクロコンピュータ19の演算処理装置19cで、図7の目標ホイールシリンダ圧演算処理を実行することにより、車両モデルにおける目標ヨーレートを満足する各輪の目標ホイールシリンダ圧を算出することができる。即ち、図7の目標ホイールシリンダ圧演算処理は、所定周期 ΔT (例えば5msec)毎のタイマ割込処理として実行され、先ず

$$a_{11V} = -2(K_f \cdot L_f^2 + K_r \cdot L_r^2) / I_z \dots\dots\dots (23.1)$$

$$a_{12V} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r) / I_z \dots\dots\dots (23.2)$$

$$a_{21V} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r) / M \dots\dots\dots (23.3)$$

$$a_{22V} = -2(K_f + K_r) / M \dots\dots\dots (23.4)$$

次いで、ステップS3に移行して、車速検出値 V_x と、予め前記12式に基づいて算出されたスタビリティファクタA及び車両の諸元によって決定されるホイールベースL、ステアリングギヤ比Nとに基づいて前記11式の演算を行って定常ヨーレートゲイン H_0 を算出すると共に、算出された定常ヨーレートゲイン H_0 に基づいて前記13式の演算を行うことにより、目標ヨーレートの微

$$\psi'_r(n) = \psi'_r(n-1) + \psi''_r(n) \cdot \Delta T \dots\dots\dots (24)$$

ここで、 ΔT はタイマ割込周期である。次いで、ステップS4に移行して、前記ステップS2で算出した係数 a_{21} 及び a_{22} と、前記ステップS3で算出した目標ヨーレート $\psi'_r(n)$ と横方向速度の前回値 $V_{yr}(n-1)$ とから前記15式の演算を行って横方向加速度 $V_{yr}'(n)$ を算出

$$V_{yr}(n) = V_{yr}(n-1) + V_{yr}'(n) \cdot \Delta T \dots\dots\dots (25)$$

次いで、ステップS5に移行して、前記16式に従って前輪左右の制動力差 ΔB_f を算出し、算出された制動力差 ΔB_f と予め18式に従って算出された比例定数 k_p とに基づいて前記19式の演算を行うことにより、目標差圧 ΔP を算出する。

【0044】次いで、ステップS6に移行して、後述する図8に示すサブルーチンに移行して異常判定処理を行う。なお、このステップS6では前記各異常検出回路6a～6hの異常検出信号 $f_{d1} \sim f_{d8}$ が出力されていない場合、具体的な処理操作は行われない。次いで、ステップS7に移行して、前記20式～22式の演算を行うことにより左前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} を($P_{MCF} + \Delta P / 2$)又は ΔP 又は0のいずれか大きい値に設定し、右前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} を

..... (19)

ように、左右前輪の第1目標ホイールシリンダ圧 $P^*_{FL}(t)$ 、 $P^*_{FR}(t)$ 及び後輪の第1目標ホイールシリンダ圧 $P^*_R(t)$ を下記20式～22式に従って設定する。

【0039】

ステップS1で、操舵角センサ11の操舵角検出値 θ 及び車速センサ12の車速検出値 V_x を読み込み、次いでステップS2に移行して車速検出値 V と予め設定された車両の諸元とから前記7.2式～7.6式の演算を行って、係数 $a_{11} \sim a_{22}$ を算出する。ここで、前記7.2式～7.6式における車両の諸元によって決定される定数部 $a_{11V} \sim a_{22V}$ は下記23.1式～23.4式によって予め算出しておく。

【0041】

分値 $\psi'_r(n)$ を算出し、さらに算出された微分値 $\psi''_r(n)$ と目標ヨーレートの前回値 $\psi'_r(n-1)$ とから下記24式に従って現在の目標ヨーレート $\psi'_r(n)$ を算出し、これを記憶装置19dに形成した目標ヨーレート記憶領域に更新記憶する。

【0042】

し、この算出された横方向加速度 $V_{yr}'(n)$ と横方向速度の前回値 $V_{yr}(n-1)$ とから下記25式の演算を行って現在の横方向速度 $V_{yr}(n)$ を算出し、これを記憶装置19dの横方向速度記憶領域に更新記憶する。

【0043】

($P_{MCF} - \Delta P / 2$)又は ΔP 又は0のいずれか大きい値に設定し、後輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCR} に設定する。

【0045】次いで、ステップS8に移行して、前記目標差圧 ΔP を目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ として前記記憶装置19dの目標差圧記憶領域に更新記憶してからタイマ割込処理を終了する。この図7の処理において、ステップS3の処理が本発明の目標運動値設定手段に対応し、ステップS2, S4, S5, S7の処理が目標制動力算出手段に対応している。

【0046】従って、今、直進走行状態を継続しているものとする、車速センサ12からの車速検出値 V_x は車速に応じた値となるが、操舵角センサ11からの操舵角検出値 θ は零であり、さらに目標ヨーレートの前回値

$\psi' r(n-1)$ 及び横方向速度の前回値 $V_{yr}(n-1)$ も零となっている。このため、ステップ S 3 で算出された定常ヨーレートゲイン H_0 は車速に応じた値となるが、目標ヨーレートの微分値 $\psi' r(n)$ は、前記 13 式の右辺第 1 項の操舵角検出値 θ が零であり且つ目標ヨーレートの前回値 $\psi' r(n-1)$ も零であるので零となり、したがって目標ヨーレートの現在値 $\psi' r(n)$ も零となる。これに応じてステップ S 4 で算出する横方向加速度 $V_{yr}(n)$ 及び横方向速度 $V_{yr}(n)$ も零となり、ステップ S 5 で算出される左右前輪制動力差 ΔB_f 及び目標差圧 ΔP も零となり、続くステップ S 7 において車両が非制動状態であるので、圧力センサ 14 MCF, 14 MCR で検出されるマスターシリンダ圧 P_{MCF} , P_{MCR} は零であり、目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} 及び P^*_R は零に設定される。

【0047】ところが、直進走行状態からブレーキペダル 4 を踏込んで制動状態に移行すると、マスターシリンダ 5 のマスターシリンダ圧 P_{MCF} , P_{MCR} が上昇することにより、ステップ S 7 で車輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} 及び P^*_R は、夫々マスターシリンダ圧 P_{MCF} , P_{MCF} , P_{MCR} と等しく設定される。一方、車両が直進定速走行状態からステアリングホイール 10 を例えば左切りすることにより、左旋回状態となると、これに応じて操舵角センサ 11 からステアリングホイール 10 の操舵角に応じた正方向に増加する操舵角検出値 θ が検出されることになるので、ステップ S 3 で算出される目標ヨーレートの微分値の現在値 $\psi' r(n)$ が車速に応じた定常ヨーレートゲイン H_0 と操舵角検出値 θ とに応じた値となり、目標ヨーレートの前回値 $\psi' r(n-1)$ も正方向に増加する値となる。それに伴い、ステップ S 4 で算出される横方向加速度の現在値 $V_{yr}(n)$ は、車両諸元や車速により正方向又は負方向に変化し、これに応じて横方向速度の現在値 $V_{yr}(n)$ も正方向又は負方向に変化する。

【0048】上記の値に基づきステップ S 5 で、左右前輪の制動力差 ΔB_f 及び目標差圧 ΔP が算出され、それに基づいて S 7 で左前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} を $(P_{MCF} + \Delta P / 2)$ 又は ΔP 又は 0 のいずれか大きい値に設定し、右前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} を $(P_{MCF} - \Delta P / 2)$ 又は ΔP 又は 0 のいずれか大きい値に設定し、後輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCR} に設定し、これらに応じて各ホイールシリンダ 1 FL, 1 FR 及び 1 R のホイールシリンダ圧を制御することにより、車速と操舵角に応じた適性なヨーレート及び横方向運動を発生することができ

【0049】次に、直進走行状態からステアリングホイール 10 を右切りして右旋回状態としたときには、操舵角センサ 11 の操舵角検出値 θ が負の値となることに

り、目標ヨーレートの微分値 $\psi' r(n)$ 、目標ヨーレート $\psi' r(n)$ が負の値となるが基本的には前記左旋回と同様に制御される。次に、前記図 7 のステップ S 6 で実行される図 8 に示すサブルーチンの異常判定処理作用について説明する。

【0050】通常、前記各センサの断線や短絡、或いは制動力制御装置自体の故障等の異常に伴ってシステムが正常な動作をしなくなった時、即ちフェイル状態では、車両挙動の安全性を確保するために、無制御の通常ブレーキ操作による制動力（以下通常制動力と記す）に復帰する、所謂フェイルセーフ制御の必要がある。ところが、例えば前記ステップ S 5 で設定された目標差圧 ΔP が大きく、その結果、例えばステップ S 7 で算出される左右前輪の制動力差が大きな目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} に基づいて各ホイールシリンダ圧を制御しているときに、即座に通常制動力に復帰すると左右前輪の制動力差が突然零となり、これによってヨーレートが急激に増加し、著しくオーバーシュートして車両の挙動が不安定になり、同時に運転者の心理に不安感のような悪影響を与える虞れがある。

【0051】そこで本発明ではこのようなフェイル状態で前記制御中の制動力を通常制動力まで次第に変化させ、通常制動力になったらシステムを停止させるフェイルセーフ制御を行うようにした。これを実行するのが前記ステップ S 6 で実行される図 8 に示すサブルーチンの異常判定処理である。従って、前記図 7 の処理をメインルーチンと称する。

【0052】このサブルーチンでは、まずステップ S 9 で各異常検出回路 6 a ~ 6 h からの異常検出信号 $f d 1 \sim f d 8$ が出力されているか否かを判定し、異常検出信号 $f d 1 \sim f d 8$ が出力されている場合にはステップ S 10 に移行し、異常が検出されていない場合はサブルーチンを終了してメインルーチンに復帰する。前記ステップ S 10 では、ステップ S 8 で記憶された目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ を読み込み、その絶対値 $|\Delta P(n-1)|$ と予め設定されている目標加減圧の絶対値 $|\Delta P^*|$ とを比較し、目標差圧の前回値の絶対値 $|\Delta P(n-1)|$ が目標加減圧の絶対値 $|\Delta P^*|$ より大きい場合はステップ S 11 に移行し、そうでない場合はステップ S 17 に移行する。

【0053】前記ステップ S 11 では、目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が正であるか否かを判定し、目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が正である場合にはステップ S 12 に移行し、そうでない場合はステップ S 13 に移行する。前記ステップ S 12 では、下記 26 式に基づいて目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ から目標加減圧 ΔP^* を減じた値を目標差圧 ΔP に設定する。

【0054】

$$\Delta P = \Delta P(n-1) - \Delta P^*$$

前記ステップS 1 3では、下記2 7式に基づいて目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ に目標加減圧 ΔP^* を和した値を

$$\Delta P = \Delta P(n-1) + \Delta P^*$$

次いでステップS 1 4に移行して、前記ステップS 1 2, S 1 3で設定された目標差圧 ΔP に基づいて前記メインルーチンのステップS 7と同様に、前記2 0式～2 2式の演算を行うことにより左前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} を $(P_{MCF} + \Delta P / 2)$ 又は ΔP 又は0のいずれか大きい値に設定し、右前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} を $(P_{MCF} - \Delta P / 2)$ 又は ΔP 又は0のいずれか大きい値に設定し、後輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCR} に設定する。

【0 0 5 5】次いでステップS 1 6に移行して、予め設定された演算処理時間 $\Delta T'$ が経過したか否かを判定し、該演算処理時間 $\Delta T'$ が経過したら前記ステップS 1 0に移行する。前記ステップS 1 7では、左前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} を P_{MCF} に設定し、右前輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} を P_{MCF} に設定し、後輪の目標ホイールシリンダ圧 P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCR} に設定してプログラムを終了する。

【0 0 5 6】このプログラムを実行することにより、前記ステップS 9では異常検出信号のない場合にはメインルーチンに復帰して通常の制動力制御が実行される。一方、異常検出信号がある場合にはサブルーチンのプログラムが優先され、ステップS 1 1で目標差圧の前回値 ΔP^*

$$\Delta P^* = k \cdot \Delta T'$$

そして前記ステップS 1 0で目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が目標加減圧 ΔP^* より小さな値となったら、前記ステップS 1 7で各目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCF} , P_{MCR} に設定してプログラムを終了する。従って、前記ステップS 1 1～S 1 6の処理に続いてステップS 1 0及びステップS 1 7の処理により、制御中の目標ホイールシリンダ圧による制動力は通常制動力まで前記目標加減圧ずつ次第に変化される。また、一般にサブルーチン側でプログラムの終了を行うとメインプログラム側のタイマ割込み等の優先順位が低下するので、前記図7のメインプログラムは再度立ち上がることはなく、従って通常制動力にフェイルセーフ制御されたらシステムは停止することになる。

【0 0 5 9】従ってこの図8のプログラムが本発明の異常時処理手段に該当する。そして本実施例では、上記演算に基づいて設定された目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} 及び P^*_R を満足するように前輪側及び後輪側について夫々図9及び図1 0の制動力制御処理を行うことにより、車両のヨーレート、横方向運動値等の運動値を目標運動値に一致させるか、或いは車両の車輪のスリップを所定の状態に制御することができる。なお、図9は左前輪のホイールシリンダ1 FLに対する制動力制御処理を、図1 0は後輪のホイールシリンダ1 R

目標差圧 ΔP に設定する。

..... (27)

$P(n-1)$ が正か否かを判定し、目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が正である場合にはステップS 1 2で前記2 6式に基づいて目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ から目標加減圧 ΔP^* を減じた値を目標差圧 ΔP に設定し、目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が負である場合にはステップS 1 3で前記2 7式に基づいて目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ に目標加減圧 ΔP^* を和した値を目標差圧 ΔP に設定する。

【0 0 5 7】このようにして設定された目標差圧 ΔP に基づいて前記ステップS 1 4では前記2 2式～2 2式の演算を行って目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_R を算出する。そして前記ステップS 1 6でタイマ処理を行って前記目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_R の設定変更を所定時間 $\Delta T'$ 毎に行うことにより、目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_R は所定時間 $\Delta T'$ 毎に目標加減圧 ΔP^* ずつ増減されて次第に目標差圧 ΔP は小さな値となる。ここで、前記目標加減圧 ΔP^* は所定時間 $\Delta T'$ と比例定数 k とをパラメータとする下記2 8式によって設定されることが分かるが、この $\Delta T'$ と k とは車両挙動の変化が危険にならない範囲で設定し、一定値若しくは差圧依存や車速依存等の変数として与えることもできる。

【0 0 5 8】

..... (28)

L, 1 RRに対する制動力制御処理を表しており、右前輪のホイールシリンダ1 FRに対する制動力制御処理は図9と全く同様に行われるからここでは図示しないこととする。

【0 0 6 0】前記図9の前輪側制動力制御処理は、前記図7の目標シリンダ圧演算処理と同様に所定周期 ΔT のタイマ割込処理として左右輪側で個別に実行される。即ち、ステップS 1 8でブレーキスイッチ1 3がオン状態であるか否かを判定し、ブレーキスイッチ1 3がオフ状態であるときには、非制動状態であると判断してステップS 1 9に移行して、出力する制御信号の保持時間を表す変数 T_p を“1”に設定し、次いでステップS 2 0に移行して最終目標シリンダ圧 P^*_{FL} と実際のシリンダ圧 P_{FL} との誤差を監視する周期を表す変数 m を“1”に設定してからステップS 2 1に移行して、前記他方のアクチュエータ1 5に対して“0”の減圧信号としての制御信号 C_{SFL2} を定電流回路2 0 FL 2に出力してステップS 2 2に移行する。

【0 0 6 1】このステップS 2 2では、変数 T_p が正であるか、“0”であるか、さらには負であるかを判定する。そして、 $T_p > 0$ であるときには、ステップS 2 3に移行して前記一方のアクチュエータ2に対して“0”の増圧信号としての制御信号 C_{SFL1} を定電流回路2 0 FL 1に出力し、次いでステップS 2 4に移行して変数

T_p から“1”を減算して新たな係数 T_p を算出し、これを記憶装置19dに形成した係数記憶領域に更新記憶してからステップS25に移行して、変数 m から“1”を減算した値を新たな変数 m として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してからタイマ割込処理を終了してメインプログラムに復帰する。また、ステップS22の判定結果が $T_p = 0$ であるときには、ステップS26に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S11} の保持信号としての制御信号 CS_{FL1} を出力してから前記ステップS25に移行してメインプログラムに復帰する。一方、ステップS22の判定結果が $T_p < 0$ であるときには、ステップS27に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S11} より高い第2の所定電圧 V_{S12} の減圧信号としての制御信号 CS_{FL1} を出力し、次いでステップS28に移行して変数 T_p に“1”を加算した値を新たな変数 T_p として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してから前記ステップS25に移行してメインプログラムに復帰する。

$$T_p = \text{INT} (P_{err} / P_0)$$

次いで、ステップS33に移行して変数 m を正の所定値 m_0 に設定してから前記ステップS34に移行する。

【0065】このステップS34では、最終目標シリンダ圧 P^*_{FL} がマスタシリンダ圧 P_{MCF} 以上であるかを判定し、 $P^*_{FL} \geq P_{MCF}$ であるときには前記ステップS21に移行し、 $P^*_{FL} < P_{MCF}$ であるときにはステップS35に移行する。このステップS35では前記一方のアクチュエータ2に対して“0”の増圧信号としての制御信号 CS_{FL1} を定電流回路20FL1に出力してステップS36に移行する。

【0066】このステップS36では、変数 T_p が正であるか、“0”であるか、さらには負であるかを判定する。そして、 $T_p < 0$ であるときには、ステップS37に移行して前記他方のアクチュエータ15に対して“0”の減圧信号としての制御信号 CS_{FL2} を定電流回路20FL2に出力し、次いでステップS38に移行して変数 T_p に“1”を加算した新たな係数 T_p を算出し、これを記憶装置19dに形成した係数記憶領域に更新記憶してから前記ステップS25に移行して、変数 m から“1”を減算した値を新たな変数 m として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してからタイマ割込処理を終了してメインプログラムに復帰する。また、ステップS36の判定結果が $T_p = 0$ であるときには、ステップS39に移行して、他方のアクチュエータ15に対して第1の所定電圧 V_{S21} の保持信号としての制御信号 CS_{FL2} を出力してから前記ステップS25に移行してメインプログラムに復帰する。一方、ステップS36の判定結果が $T_p > 0$ であるときには、ステップS40に移行して、他方のアクチュエータ15に対して第1の所定電圧 V_{S21} より高い第2の所定電圧 V_{S22} の

【0062】また、前記ステップS18の判定結果でブレーキスイッチ13がオン状態であるときには、車両が制動状態であるものと判断してステップS29に移行し、前述した目標シリンダ圧演算処理で算出された最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} がマスタシリンダ圧 P_{MCF} と一致しているかを判定し、両者が一致しているときには前記ステップS19に移行し、両者が不一致であるときにはステップS30に移行する。

【0063】このステップS30では、変数 m が正であるかを判定し、 $m > 0$ であるときにはステップS34に移行し、 $m \leq 0$ であるときにはステップS31に移行する。このステップS31では、最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} と現在のシリンダ圧検出値 P_{FL} との誤差 $P_{err} (= P^*_{FL} - P_{FL})$ を算出してからステップS32に移行する。

【0064】このステップS32では、誤差 P_{err} を基準値 P_0 で除算した値を四捨五入する下記29式に従って変数 T_p を算出する。

$$\dots (29)$$

増圧信号としての制御信号 CS_{FL2} を出力し、次いでステップS41に移行して変数 T_p から“1”を減算した値を新たな変数 T_p として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してから前記ステップS25に移行してメインプログラムに復帰する。

【0067】ここで、図9の処理が左右前輪の制動力制御手段に対応している。従って、車両が非制動状態で走行している状態では、ブレーキスイッチ13がオフ状態であるので、ステップS18からステップS19及びS20を経てステップS21に移行して“0”の制御信号 CS_{FL2} （又は CS_{FR2} ）が定電流回路20FL2（又は20FR2）に減圧信号として出力される。このため、定電流回路20FL2（又は20FR2）から励起電流が出力されず、他方のアクチュエータ15の電磁方向切換弁22FL（又は22FR）はノーマル位置を維持している。

【0068】続くステップS22に移行すると $T_p > 0$ であるので、ステップS23に移行して“0”の制御信号 CS_{FL1} （又は CS_{FR1} ）が定電流回路20FL1（又は20FR1）に増圧信号として出力される。このため、定電流回路20FL1（又は20FR1）から励起電流が出力されず、一方のアクチュエータ2の電磁方向切換弁3FL（又は3FR）はノーマル位置を維持し、前輪側のホイールシリンダ1FL（又は1FR）がマスターシリンダ5と連通状態となっている。このとき、ブレーキペダル4を踏込んでいないので、マスターシリンダ5から出力されるマスターシリンダ圧 P_{MCF} は零となっており、各ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧も零となっており、制動力を発生することなく、非制動状態を継続する。

【0069】この状態から、ブレーキペダル4を踏込んで制動状態とすると、図9のステップS18からステップS29に移行し、図7の目標シリンダ圧演算処理で算出された目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）が夫々マスターシリンダ5のマスターシリンダ圧 P_{MCF} と一致するか否かを判定する。この判定は、車輪がスリップしていない状況下で車両が直進走行状態であるか旋回状態であるかを判定することになり、直進走行状態で図7の処理において目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）がマスターシリンダ圧 P_{MCF} と等しく設定された場合はステップS29からステップS19に移行し、前述した非制動状態と同様に制御信号 C_{SFL1} （又は C_{SFR1} ）を共に零として電磁方向切換弁3FL（又は3FR）をノーマル位置とすることにより、マスターシリンダ5と各ホイールシリンダ1FL（又は1FR）とを連通状態として、各ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）をマスターシリンダ圧 P_{MCF} と等しい値まで上昇させ、両ホイールシリンダ1FL及び1FRで等しい制動力を発生させる。

【0070】ところが、左右前輪のいずれかがスリップすると、車両が旋回状態で制動状態とするか又は制動状態で旋回状態とするかに移行して、前述した図7の処理において目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）がマスターシリンダ圧 P_{MCF} と異なる値に設定された場合は、このホイールシリンダ1FL（又は1FR）に対する処理においては、ステップS29からステップS30に移行し、前回のステップS25の処理で変数 m が“0”に設定されていることにより、ステップS31に移行する。このため、各目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）と圧力センサ14FL（又は14FR）の圧力検出値 P_{FL} （又は P_{FR} ）との誤差 P_{err} を算出し（ステップS31）、これを許容範囲を表す設定値 P_0 で除して変数 T_p を算出し（ステップS32）、次いで変数 m を正の所定値 m_0 に設定して（ステップS33）からステップS34に移行する。

【0071】そして目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）がマスターシリンダ圧 P_{MCF} 以下である場合はステップS21に移行して、制御信号 C_{SFL2} （又は C_{SFR2} ）を零として他方のアクチュエータ15を減圧モードにし、ステップS22に移行する。このとき、各圧力センサ14FL（又は14FR）の圧力検出値 P_{FL} （又は P_{FR} ）が目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）に達していないときには、変数 T_p が正の値となるので、ステップS23に移行して制御信号 C_{SFL1} （又は C_{SFR1} ）を零として、一方のアクチュエータ2の増圧モードを継続する。この旋回状態と制動状態とが継続してこのフローが繰り返されると、ステップS24で変数 T_p が“1”づつ減算され、ステップS25で変数 m が“1”づつ減算されるが、変数 T_p が零とな

ると、ステップS22からステップS26に移行して第1の所定電圧 V_{S11} の制御信号 C_{SFL1} （又は C_{SFR1} ）を定電流回路20FL1（又は20FR1）に保持信号として出力する。このため、定電流回路20FL1（又は20FR1）から所定電圧 V_{S11} に応じた励磁電流が電磁方向切換弁3FL（又は3FR）に出力されることにより、これら電磁方向切換弁3FL（又は3FR）が第2の切換位置に切換えられ、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）とマスターシリンダ5との間が遮断されて、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が一定値に維持される保持モードとなり、この保持モードがステップS20で変数 m が“0”となるまで継続される。

【0072】その後、変数 m が“0”となると、再度ステップS31に移行し、この時点で誤差圧力 P_{err} が設定圧力 P_0 の1/2未満となるとステップS32で算出される変数 T_p が“0”となり、ステップS22からステップS26に移行して増圧モードを経ることなく前述した保持モードとなり、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）に維持される。

【0073】また、各ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）より高い場合には、ステップS31で算出される誤差 P_{err} が負の値となるので、変数 T_p も負の値となり、ステップS22からステップS27に移行して所定電圧 V_{S12} の制御信号 C_{SFL1} （又は C_{SFR1} ）を減圧信号として出力し、このため定電流回路20FL1（又は20FR1）から所定電圧 V_{S12} に応じた励磁電流が電磁方向切換弁3FL（又は3FR）に供給されるので、これが第3の切換位置に切換えられる。従って、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）が油圧ポンプ7Fを介してマスターシリンダ5に連通されることになり、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が減圧される減圧モードとなり、これは変数 T_p が“0”となるまで維持される。

【0074】一方、目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）がマスターシリンダ圧 P_{MCF} 以上である場合はステップS34からステップS35に移行して、制御信号 C_{SFL1} （又は C_{SFR1} ）を零として一方のアクチュエータ2を増圧モードにし、ステップS36に移行する。このとき、各圧力センサ14FL（又は14FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）に達していないときには、前記ステップS2で算出された変数 T_p が正の値であるのでステップS40に移行して、他方のアクチュエータ15に対して前記第2の所定電圧 V_{S22} の制御信号 C_{SFL2} （又は C_{SFR2} ）を増圧信号として出力し、こ

れにより定電流回路20FL2（又は20FR2）から所定電圧 V_{S22} に応じた励磁電流が電磁方向切換弁22FL（又は22FR）に供給されるので、これが第3の切換位置に切換えられる。従って、アキュムレータ28内のブレーキ液がプランジャ型ピストン23FL（又は23FR）に加圧供給され、同ピストン23FL（又は23FR）のロッドが切換え弁21FL（又は21FR）を切換えてホイールシリンダ1FL（又は1FR）と一方のアクチュエータ2とが遮断され、これと同時にホイールシリンダ1FL（又は1FR）にプランジャ型ピストン23FL（又は23FR）内のブレーキ液が加圧供給されることにより、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が増圧される増圧モードとなる。

【0075】この旋回状態と制動状態とが継続してこのフローが繰り返されると、ステップS41で変数 T_p が“1”づつ減算され、ステップS25で変数 m が“1”づつ減算されるが、変数 T_p が零となると、ステップS36からステップS39に移行して第1の所定電圧 V_{S21} の制御信号 CS_{FL2} （又は CS_{FR2} ）を定電流回路20FL2（又は20FR2）に保持信号として出力する。このため、定電流回路20FL2（又は20FR2）から所定電圧 V_{S21} に応じた励磁電流が他方のアクチュエータ15の電磁方向切換弁22FL（又は22FR）に出力されることにより、これら電磁方向切換弁22FL（又は22FR）が第2の切換位置に切換えられ、プランジャ型ピストン23FL（又は23FR）とアキュムレータ28との間が遮断されて同ピストン23FL（又は23FR）のロッド及び切換え弁21FL（又は21FR）はその位置に保持され、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が一定値に維持される保持モードとなり、この保持モードがステップS25で変数 m が“0”となるまで継続される。

【0076】その後、変数 m が“0”となると、再度ステップS31に移行し、この時点で誤差圧力 P_{err} が設定圧力 P_0 の1/2未満となると前回と同様にステップS32で算出される変数 T_p が“0”となり、ステップS36からステップS39に移行して増圧モードを経ることなく前述した保持モードとなり、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）に維持される。

【0077】また、各ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} （又は P^*_{FR} ）より高い場合には、ステップS31で算出される誤差 P_{err} が負の値となるので、変数 T_p も負の値となり、ステップS36からステップS37に移行して制御信号 CS_{FL2} （又は CS_{FR2} ）を零として、電磁方向切換弁22FL（又は2

2FR）をノーマルの第1の切換位置に戻す。これによりプランジャ型ピストン23FL（又は23FR）とリザーバタンク25Fとが連通されてリリーフされ、同ピストン23FL（又は23FR）のロッドが後退することにより切換え弁21FL（又は21FR）が定常位置に切換えられる。従って、ホイールシリンダ1FL（又は1FR）のホイールシリンダ圧 P_{FL} （又は P_{FR} ）が減圧される減圧モードとなり、これが変数 T_p が“0”となるまで維持される。

【0078】一方、前記図10の後輪側制動力制御処理も、前記図7の目標シリンダ圧演算処理と同様に所定周期 ΔT のタイマ割込処理として実行される。即ち、ステップS42でブレーキスイッチ13がオン状態であるかを判定し、ブレーキスイッチ13がオフ状態であるときには、非制動状態であると判断してステップS43に移行して、出力する制御信号の保持時間を表す変数 T_p を“1”に設定し、次いでステップS44に移行して後輪の最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_R と実際のホイールシリンダ圧 P_R との誤差を監視する周期を表す変数 m を“1”に設定してからステップS45に移行する。

【0079】このステップS45では前記一方のアクチュエータ2に対して“0”の増圧信号としての制御信号 CS_R を定電流回路20Rに出力し、次いでステップS46に移行して変数 T_p から“1”を減算して新たな係数 T_p を算出し、これを前記記憶装置19dに形成した係数記憶領域に更新記憶してからステップS47に移行して、変数 m から“1”を減算した値を新たな変数 m として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してからタイマ割込処理を終了してメインプログラムに復帰する。

【0080】また、前記ステップS42の判定結果でブレーキスイッチ13がオン状態であるときには、車両が制動状態であるものと判断してステップS48に移行し、前述した目標シリンダ圧演算処理で算出された最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_R がマスタシリンダ圧 P_{MCR} と一致しているかを判定し、両者が一致しているときには前記ステップS43に移行し、両者が不一致であるときにはステップS49に移行する。

【0081】このステップS49では、変数 m が正であるかを判定し、 $m > 0$ であるときにはステップS53に移行し、 $m \leq 0$ であるときにはステップS50に移行する。このステップS50では、最終目標ホイールシリンダ圧 P^*_R と現在のホイールシリンダ圧検出値 P_R との誤差 P_{err} （ $= P^*_R - P_R$ ）を算出してからステップS51に移行する。

【0082】このステップS51では、誤差 P_{err} を基準値 P_0 で除算した値を四捨五入する前記44式に従って変数 T_p を算出する。次いで、ステップS52に移行して変数 m を正の所定値 m_0 に設定してから前記ステップS53に移行する。このステップS53では、変数 T

p が正であるか、“0”であるか、さらには負であるかを判定する。そして、 $T_p > 0$ であるときには、前記ステップS45に移行して前記一方のアクチュエータ2を増圧状態とする。また、ステップS53の判定結果が $T_p = 0$ であるときには、ステップS54に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S1R} の保持信号としての制御信号 C_{SR} を出力してから前記ステップS47に移行してメインプログラムに復帰する。一方、ステップS53の判定結果が $T_p < 0$ であるときには、ステップS55に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S1R} より高い第2の所定電圧 V_{S2R} の減圧信号としての制御信号 C_{SR} を出力し、次いでステップS56に移行して変数 T_p に“1”を加算した値を新たな変数 T_p として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してから前記ステップS47に移行してメインプログラムに復帰する。

【0083】ここで、図10の処理が後輪の制動力制御手段に対応している。従って、車両が非制動状態で走行している状態では、ブレーキスイッチ13がオフ状態であるので、ステップS42からステップS43及びS44を経てステップS45に移行すると、“0”の制御信号 C_{SR} が定電流回路20Rに増圧信号として出力される。このため、定電流回路20Rから励磁電流が出力されず、一方のアクチュエータ2の電磁方向切換弁3Rはノーマル位置を維持し、後輪側のホイールシリンダ1RL、1RRがマスターシリンダ5と連通状態となっている。このとき、ブレーキペダル4を踏込んでいないので、マスターシリンダ5から出力されるマスターシリンダ圧 P_{MCR} は零となっており、各ホイールシリンダ1RL、1RRのホイールシリンダ圧も零となっており、制動力を発生することなく、非制動状態を継続する。

【0084】この状態から、ブレーキペダル4を踏込んで制動状態とすると、図10のステップS42からステップS48に移行し、図7の目標シリンダ圧演算処理で算出された目標ホイールシリンダ圧 P^*_R がマスターシリンダ5のマスターシリンダ圧 P_{MCR} と一致するか否かを判定する。この判定により目標ホイールシリンダ圧 P^*_R がマスターシリンダ圧 P_{MCR} と等しい場合はステップS48からステップS43に移行し、前述した非制動状態と同様に制御信号 C_{SR} を零として電磁方向切換弁3Rをノーマル位置とすることにより、マスターシリンダ5と各ホイールシリンダ1RL、1RRとを連通状態として、各ホイールシリンダ1RL、1RRのホイールシリンダ圧 P_R をマスターシリンダ圧 P_{MCR} と等しい値まで上昇させ、両ホイールシリンダ1RL及び1RRで等しい制動力を発生させる。

【0085】ところが、車輪がスリップするとか、車両が旋回状態で制動状態とするか又は制動状態で旋回状態とするかに移行して、前述した図7の処理において目標ホイールシリンダ圧 P^*_R がマスターシリンダ圧 P_{MCR}

と異なる値に設定された場合は、ステップS48からステップS49に移行し、前回のステップS47の処理で変数 m が“0”に設定されていることにより、ステップS50に移行する。このため、目標ホイールシリンダ圧 P^*_R と圧力センサ14Rの圧力検出値 P_R との誤差 P_{err} を算出し（ステップS50）、これを許容範囲を表す設定値 P_0 で除して変数 T_p を算出し（ステップS51）、次いで変数 m を正の所定値 m_0 に設定して（ステップS52）からステップS53に移行する。

【0086】このとき、圧力センサ14Rの圧力検出値 P_R が目標ホイールシリンダ圧 P^*_R に達していないときには、変数 T_p が正の値となるので、ステップS45に移行して制御信号 C_{SR} を零として、一方のアクチュエータ2の増圧モードを継続する。この旋回状態と制動状態とが継続してこのフローが繰り返されると、ステップS46で変数 T_p が“1”づつ減算され、ステップS47で変数 m が“1”づつ減算されるが、変数 T_p が零となると、ステップS53からステップS54に移行して第1の所定電圧 V_{S1R} の制御信号 C_{SR} を定電流回路20Rに保持信号として出力する。このため、定電流回路20Rから所定電圧 V_{S1R} に応じた励磁電流が電磁方向切換弁3Rに出力されることにより、同電磁方向切換弁3Rが第2の切換位置に切換えられ、ホイールシリンダ1RL、1RRとマスターシリンダ5との間が遮断されて、ホイールシリンダ1RL、1RRのシリンダ圧 P_R が一定値に維持される保持モードとなり、この保持モードがステップS47で変数 m が“0”となるまで継続される。

【0087】その後、変数 m が“0”となると再度ステップS50に移行し、この時点で誤差圧力 P_{err} が設定圧力 P_0 の1/2未満となるとステップS51で算出される変数 T_p が“0”となり、ステップS53からステップS54に移行して増圧モードを経ることなく前述した保持モードとなり、ホイールシリンダ1RL、1RRのホイールシリンダ圧 P_R が目標ホイールシリンダ圧 P^*_R に維持される。

【0088】また、各ホイールシリンダ1RL、1RRのホイールシリンダ圧 P_R が目標ホイールシリンダ圧 P^*_R より高い場合には、ステップS50で算出される誤差 P_{err} が負の値となるので、変数 T_p も負の値となり、ステップS53からステップS55に移行して所定電圧 V_{S2R} の制御信号 C_{SR} を減圧信号として出力し、このため定電流回路20Rから所定電圧 V_{S2R} に応じた励磁電流が電磁方向切換弁3Rに供給され、これが第3の切換位置に切換えられる。従って、ホイールシリンダ1RL、1RRが油圧ポンプ7Rを介してマスターシリンダ5に連通されることになり、ホイールシリンダ1RL、1RRのホイールシリンダ圧 P_R が減圧される減圧モードとなり、これは変数 T_p が“0”となるまで維持される。

【0089】前記制動力制御による本発明の効果を確認したシミュレーション結果を図11乃至図13に示す。このシミュレーションの条件は、所定時刻から0.2秒後に制動を開始し、約0.35秒後に各マスタシリンダ圧 P_{MCF} 、 P_{MCR} が所定値 60 kg/cm^2 に達し、その後、0.7秒後に操舵角 θ が所定値 30 deg. になるように操舵を開始し、更にその後、1.2秒後に各センサの異常を検出してフェイル状態に陥った場合を仮定した。

【0090】図11は本実施例によりフェイルセーフ制御を行ったホイールシリンダ圧の時間変化を示し、図12は従来のフェイルセーフ制御、即ち異常検出後即座に通常制動力に復帰したホイールシリンダ圧の時間変化を示す。また、図13は両フェイルセーフ制御によるヨーレートの時間変化、及び正常時の制動力制御によるヨーレートの時間変化と通常制動力によるヨーレートの時間変化を示す。

【0091】まず、図12の従来のフェイルセーフ制御の場合、異常検出後即座に通常制動力に復帰するために左右両前輪のホイールシリンダ圧の差圧は零となるが、図11の本実施例のフェイルセーフ制御では左右両前輪のホイールシリンダ圧の差圧は次第に小さくなり、この場合は前記28式の比例定数 k を $15\text{ kg/cm}^2/\text{s ec.}$ に設定したために、約2.1秒後に両ホイールシリンダ圧の差圧は零となった。

【0092】そして図13から明らかなように、従来のフェイルセーフ制御ではヨーレートが急激に増加し、その結果著しいオーバーシュートが発生しており、このことから車両の挙動が不安定になることが想定されるのに対して、本実施例のフェイルセーフ制御ではヨーレートの変化は緩やかでオーバーシュート量も小さく、車両の挙動が安定することが想定される。

【0093】なお、前記異常時処理手段はプログラムによって目標ホイールシリンダ圧を変化させるものに限らず、例えば異常時には前記各アクチュエータ2、15の油圧ポンプを停止したのち、マスタシリンダと各ホイールシリンダとが連通したり遮断されたりする増圧/減圧パルスを前記各切替弁に向けて送出して、前記制動力差が次第に小さくなるようにしてもよい。

【0094】また、前記異常検出手段の異常検出対象は各種センサに限らず、コントローラ自体やアクチュエータ等の油圧系に設けてもよい。また、上記実施例においては、前輪側の左右輪の制動力差を制御するようにした場合について説明したが、これに限らず後輪又は前後輪の左右制動力差を制御するようにしてもよい。

【0095】また、制動力制御としては前後輪の制動力配分を制御することによりヨーレート为目标値になるようにするものでもよい。また、前記ヨーレート制御は本実施例のようなフィードフォワード制御に限らず、例えば車両発生ヨーレートをヨーレートセンサにより検出し

て、この検出値をフィードバックして制御するフィードバック制御を採用してもよい。

【0096】また、制御対象となる車両の運動状態量としてはヨーレートだけに限らず、例えば横方向速度（横加速度）等の他の運動状態量を設定してもよい。また、制動力制御としては前記運動状態量制御に加えて例えばアンチスキッド制御等の他の制御を付加してもよい。さらに、上記実施例においては、車両の操舵状態検出手段として操舵角センサ11を適用した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、操舵角センサに代えて実際の車輪の転舵角（実舵角）を検出するようにしてもよく、この場合には、前述した3式、7.6式及び7.7式におけるステアリングギヤ比 N を省略する。

【0097】またさらに、上記実施例においては、速度検出手段として車速センサ12を適用した場合について説明したが、これに限らず車輪速度、車両前後加速度等を検出して車両前後方向速度を算出することもできる。なおさらに、上記実施例においては、制動圧制御装置16としてマイクロコンピュータを適用した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、比較回路、演算回路、論理回路等の電子回路を組み合わせて構成することもできる。

【0098】

【発明の効果】以上説明してきたように本発明の制動力制御装置によれば、算出設定された車両の運動目標値と実際に車両に発生する運動値とを一致させるように設定された車両運動制御のための目標制動力に応じて、左右の制動手段の制動力を独立に制御すると共に、万が一、システムがフェイル状態に陥った場合には、制御中の制動力を次第に通常制動力に復帰させるため、所定の運動目標値を達成するために大きな制動力差が発生するように制動力を制御している場合にも実際に車両に発生する運動値の急激な変動を抑制するフェイルセーフ制御が可能となり、その結果車両挙動を安定化し、運転者への心理的影響を緩和することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の基本構成を示す概略構成図である。

【図2】この発明の一実施例を示す系統図である。

【図3】図2における一方のアクチュエータの油圧系統図である。

【図4】図2における他方のアクチュエータの油圧系統図である。

【図5】制動圧制御装置の一例を示すブロック図である。

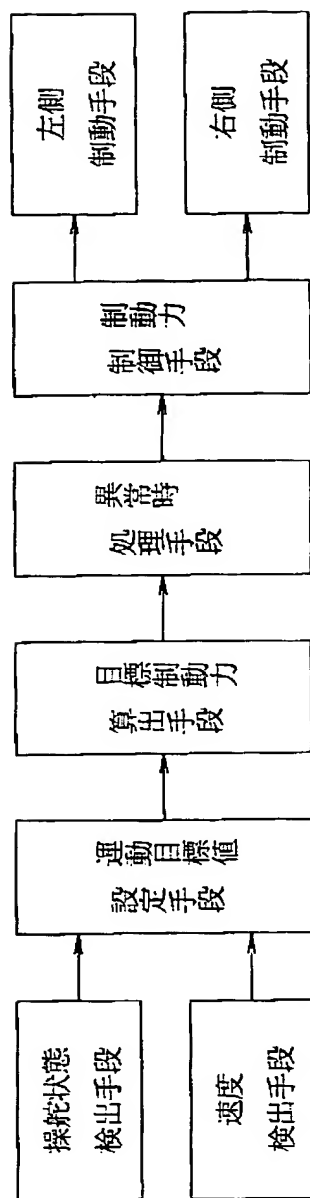
【図6】車両の運動モデルの説明図である。

【図7】制動圧制御装置のうち目標制動力算出の処理手順の一例を示すフローチャート図である。

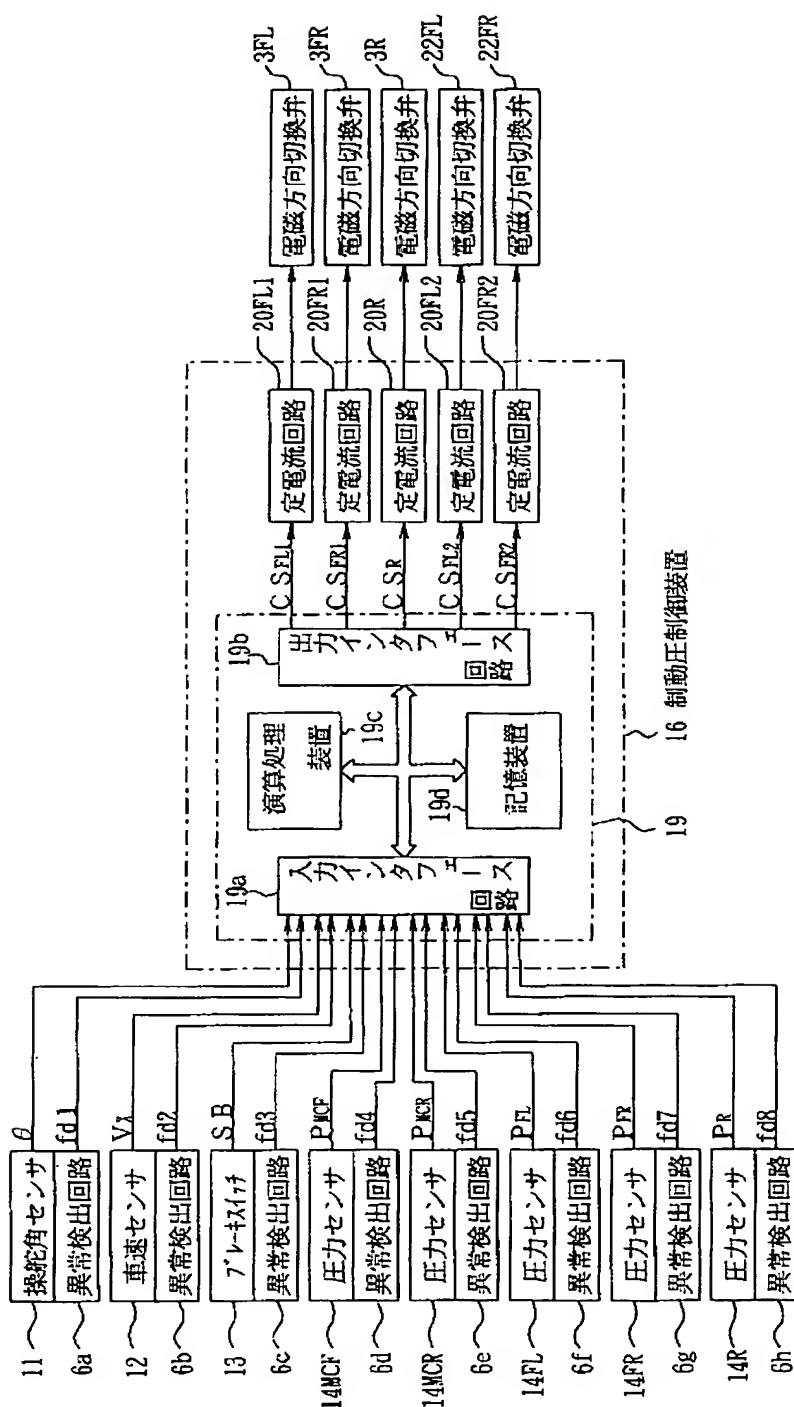
【図8】制動圧制御装置のうち異常時の判定処理手順の一例を示すフローチャート図である。

【図9】制動圧制御装置のうち前輪の目標制動力制御の

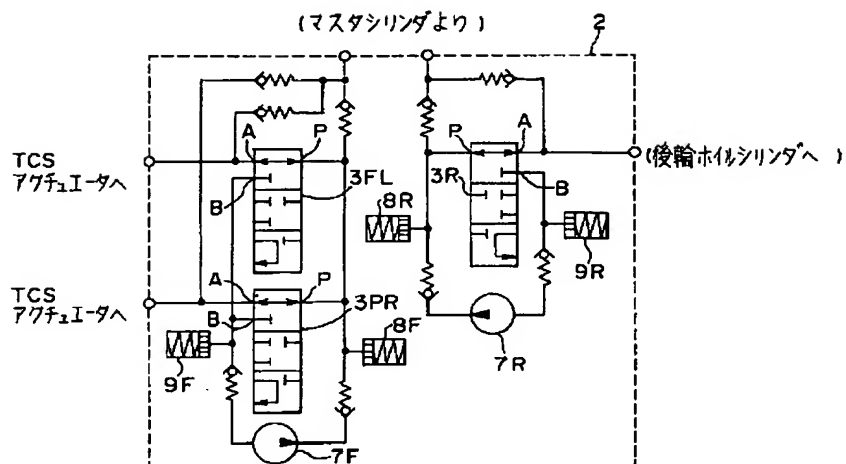
【図1】



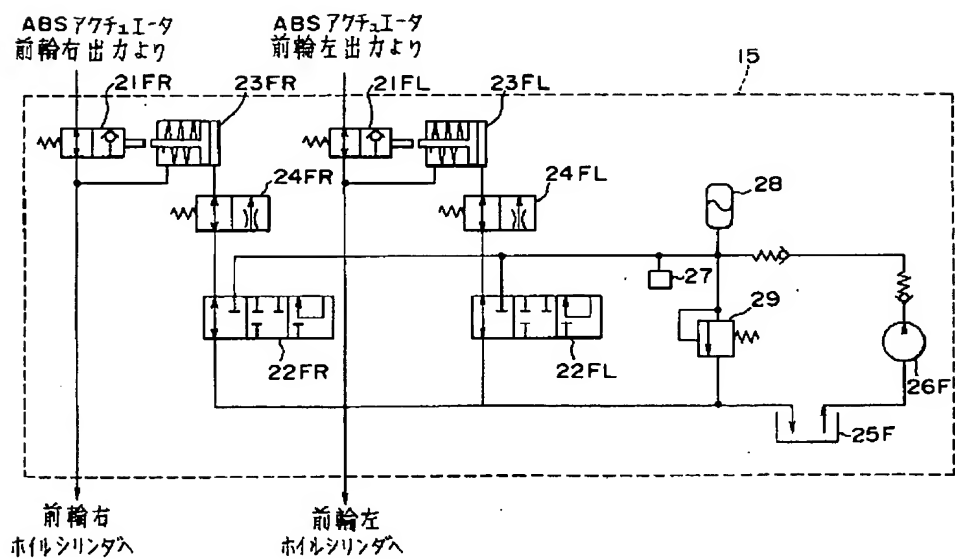
【図5】



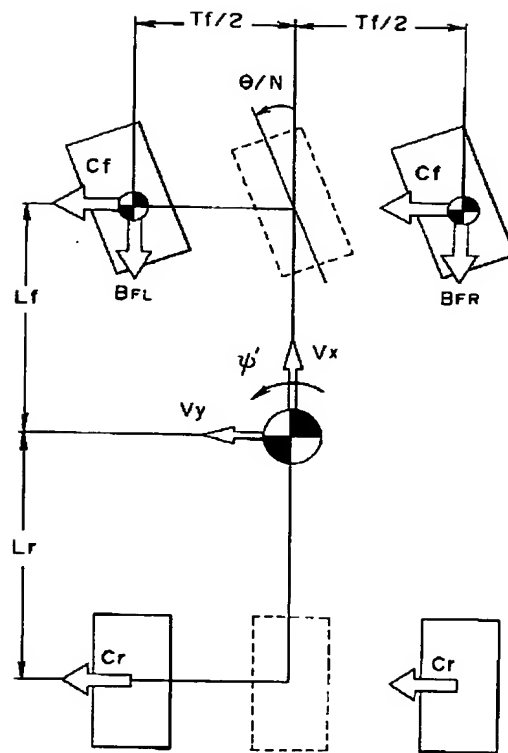
【図3】



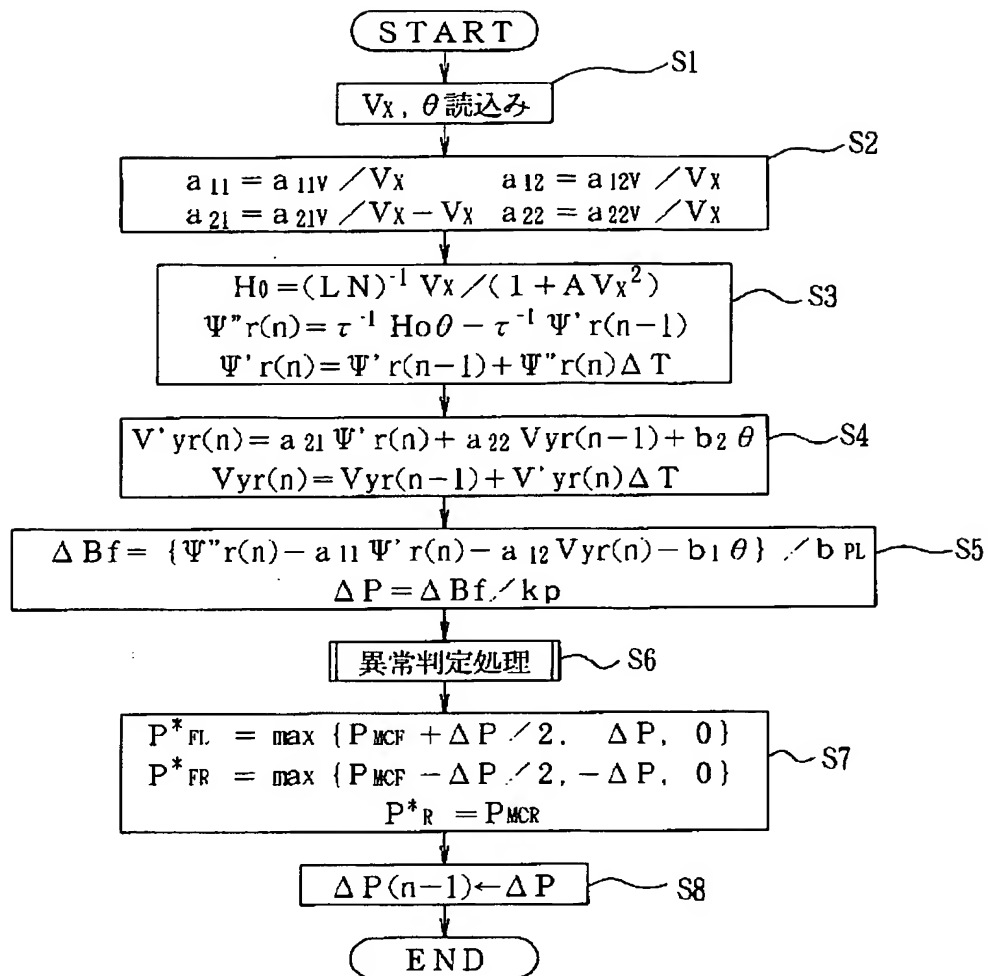
【図4】



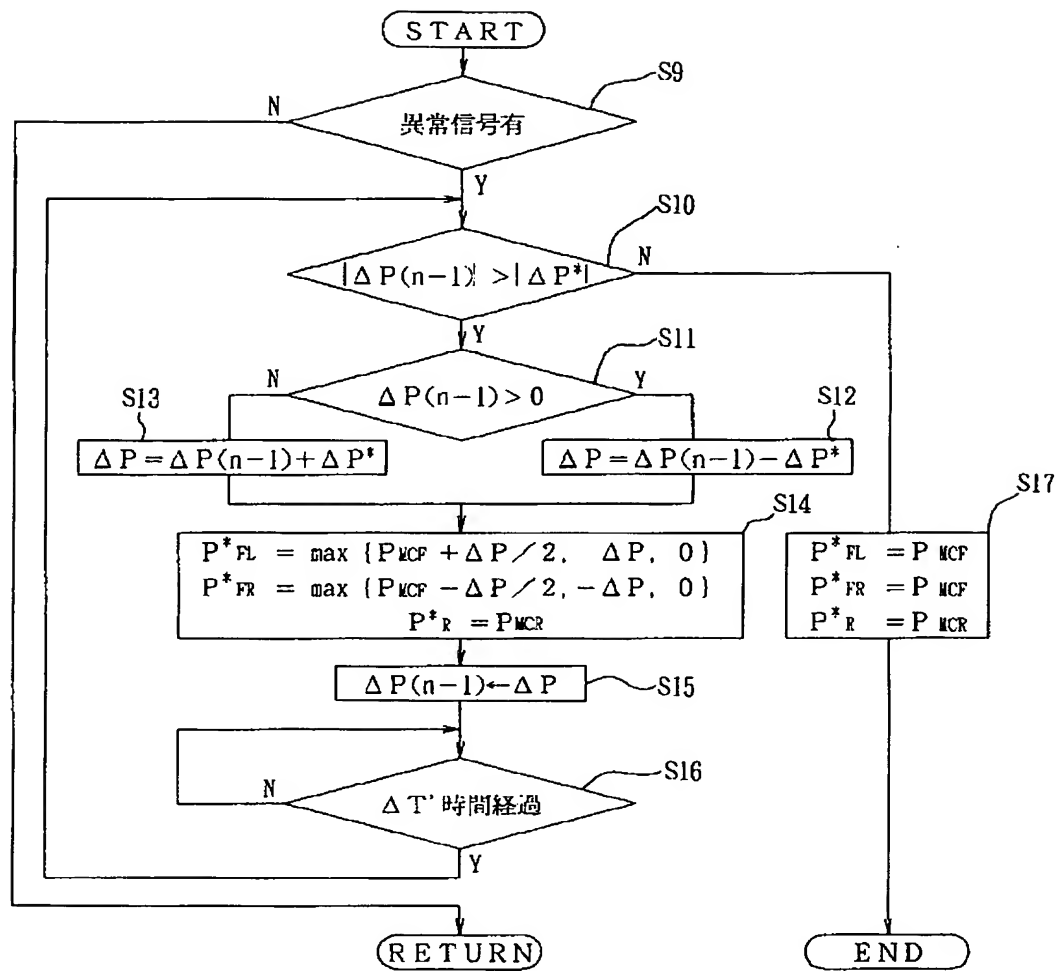
【図6】



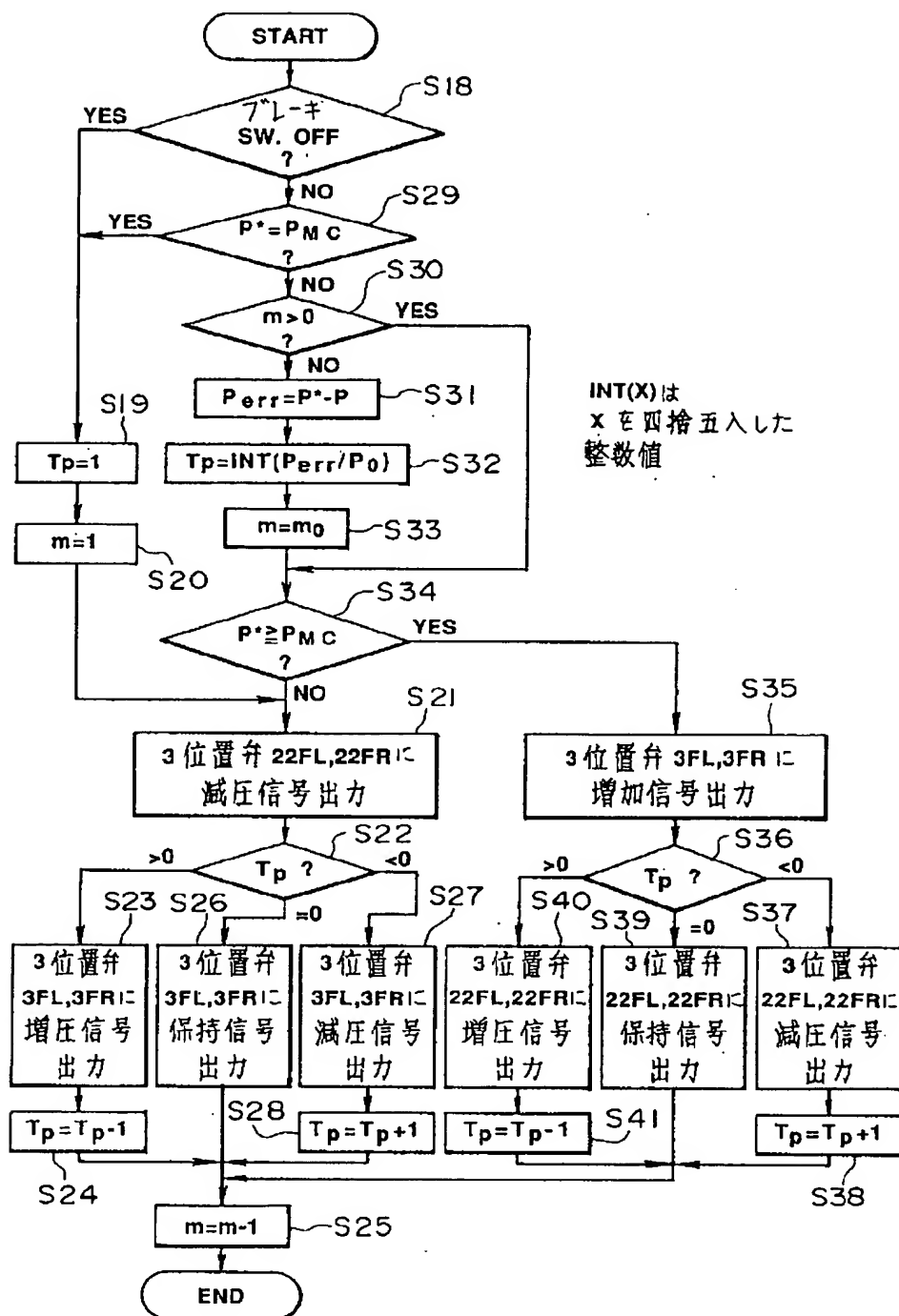
【図7】



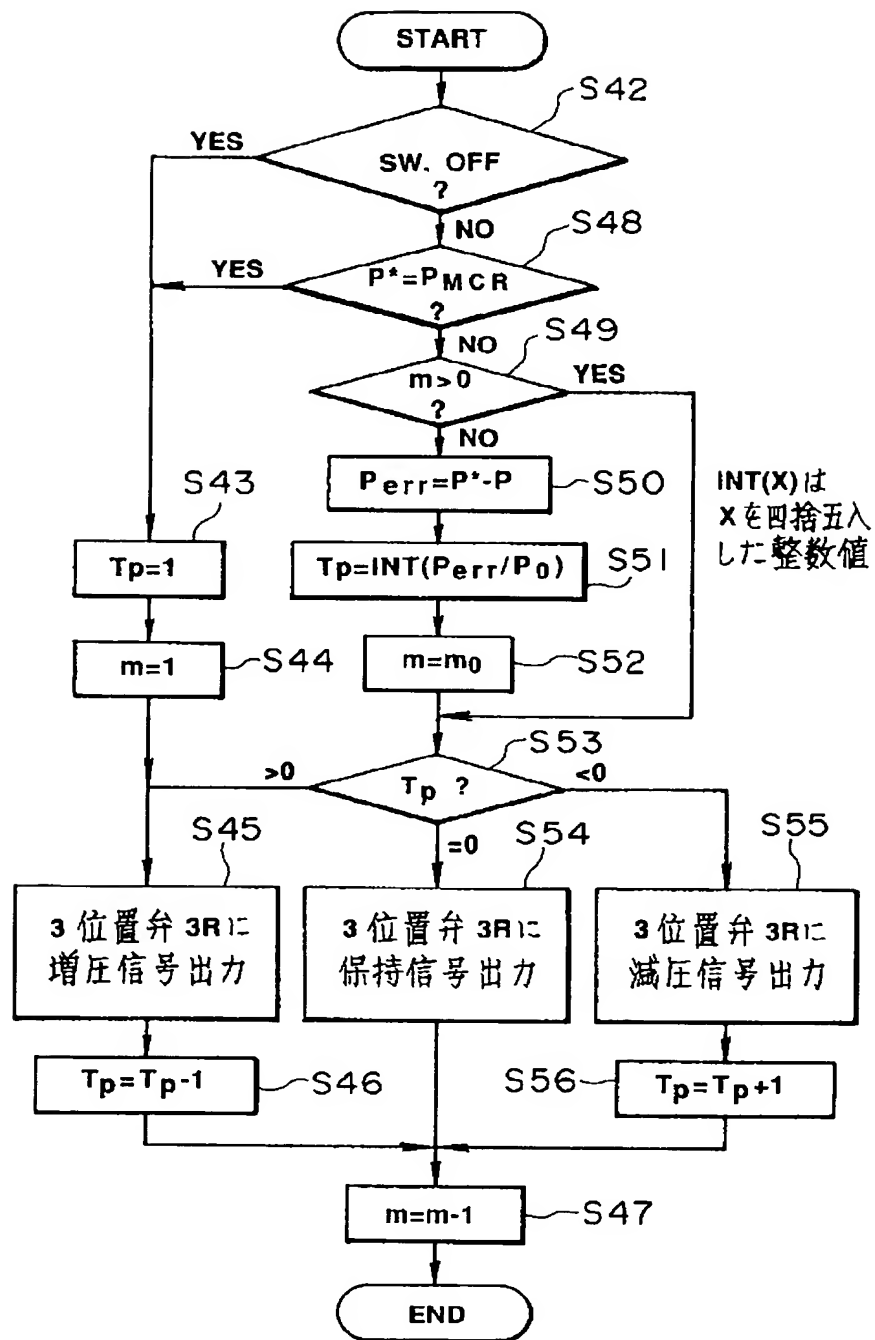
【図8】



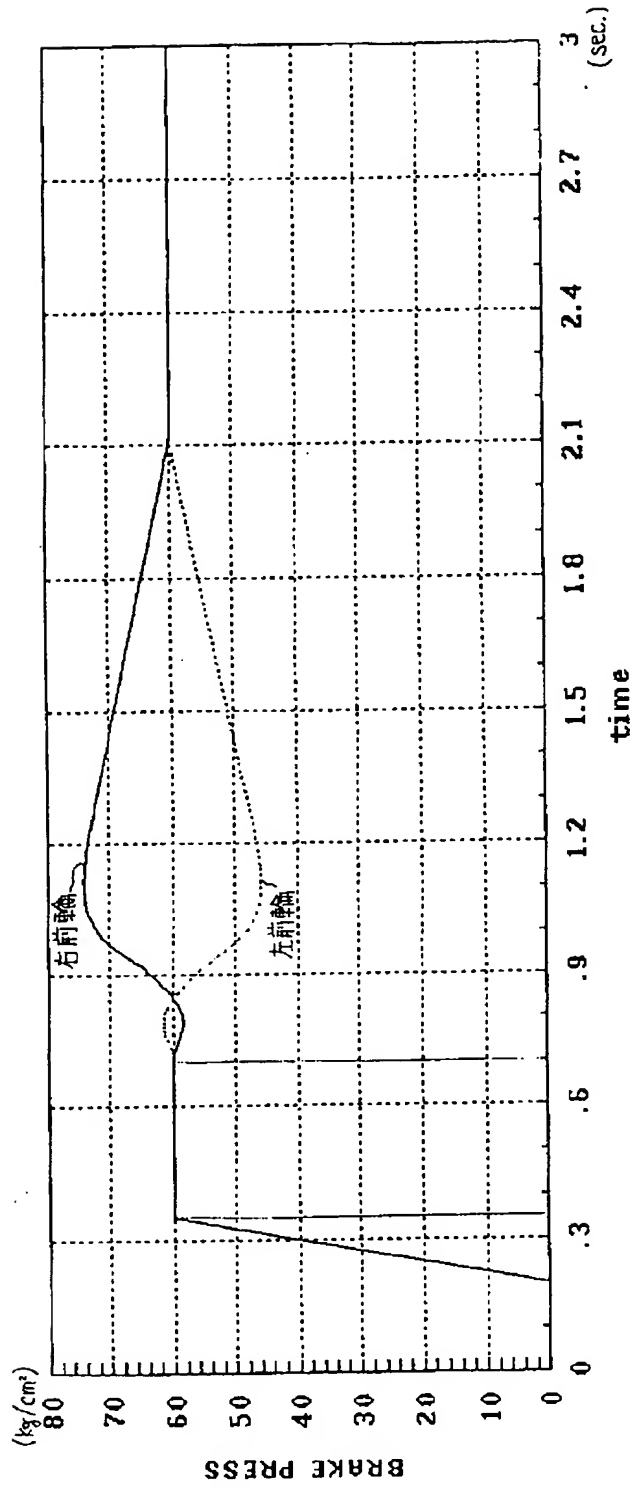
【図9】



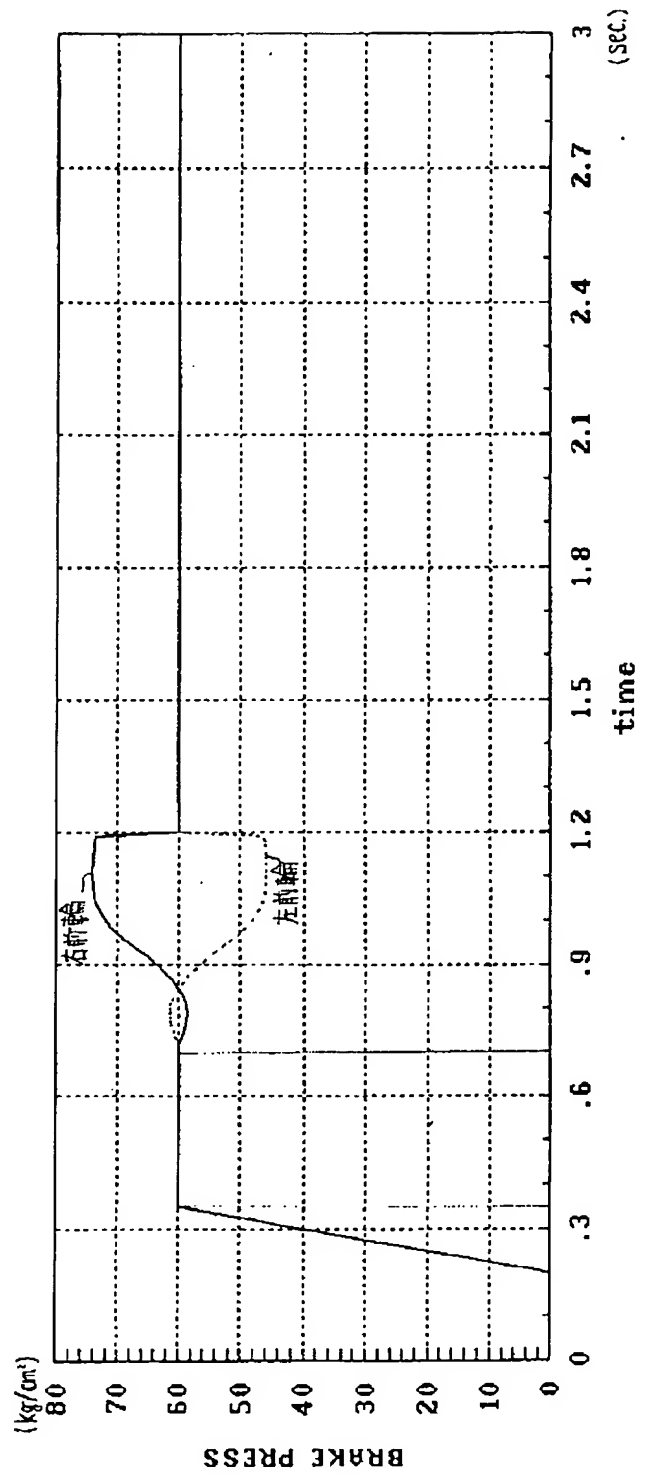
【図10】



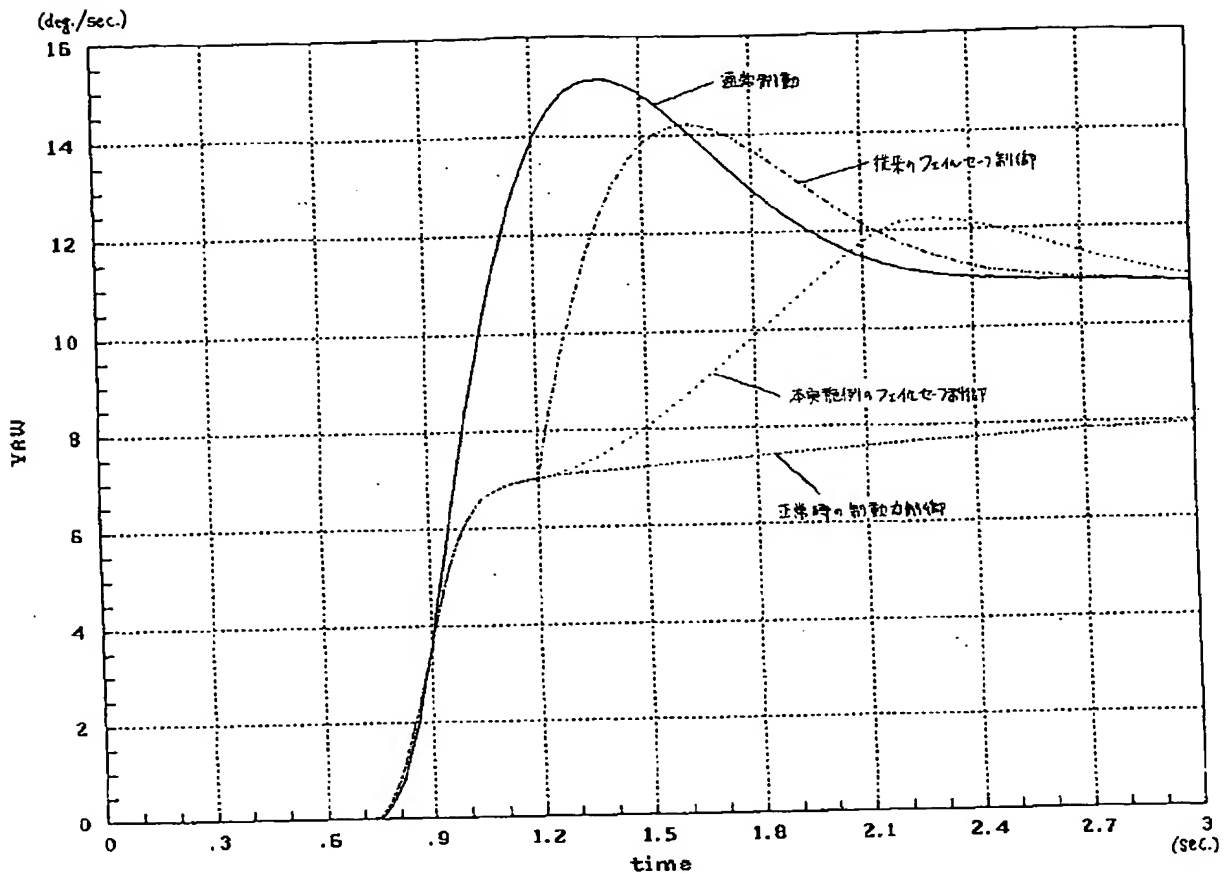
【図11】



【図12】



【図13】



【手続補正書】

【提出日】平成5年6月4日

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0025

【補正方法】変更

【補正内容】

【0025】マイクロコンピュータ19は図5に示すように、少なくともA/D変換機能を有する入力インタフェース回路19a、D/A変換機能を有する出力インタフェース回路19b、演算処理装置19c及び記憶装置19dを備えている。この演算処理装置19cは、操舵角センサ11からの操舵角検出値 θ 、車速センサ12からの車速検出値 V_x 、ブレーキスイッチ13からのブレーキ検出値SB及び圧力センサ14MCF、14MCRからのマスターシリンダ圧検出値 P_{MCF} 、 P_{MCR} に基づいて図7及び図8の処理を実行して、左右前輪及び後輪の目標制動力としての目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} 、

$$\Delta P^* = k \cdot \Delta T'$$

そして前記ステップS10で目標差圧の前回値 $\Delta P(n-1)$ が目標加減圧 ΔP^* より小さな値となったら、前記ス

P^*_{FL} 及び P^*_R を算出し、これら目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FR} 、 P^*_{FL} 及び P^*_R と圧力センサ14FR、14FL、14R、14MCF及び14MCRのシリンダ圧検出値 P_{FR} 、 P_{FL} 、 P_R 、 P_{MCF} 及び P_{MCR} とに基づいて図7及び図8の処理よりも優先レベルの高い図9及び図10の処理を実行して、前記一方のアクチュエータ2の電磁方向切換弁3FL、3FRを制御する制御信号 CS_{FL1} 、 CS_{FR1} を出力し、且つ電磁方向切換弁3Rに対しては制御信号 CS_R を出力し、他方のアクチュエータ15の電磁方向切換弁23FL、23FRを制御する制御信号 CS_{FL2} 、 CS_{FR2} を出力する。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0058

【補正方法】変更

【補正内容】

【0058】

..... (28)

1) が目標加減圧 ΔP^* より小さな値となったら、前記ス

テップS17で各目標ホイールシリンダ圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_R をマスターシリンダ圧 P_{MCF} , P_{MCR} に設定してプログラムを終了する。従って、前記ステップS11～S16の処理に続いてステップS10及びステップS17の処理により、制御中の目標ホイールシリンダ圧による制動力は通常制動力まで前記目標加減圧ずつ次第に変化される。また、サブルーチン側でプログラムの終了を行うとメインプログラムが終了し、システムは停止することになる。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0082

【補正方法】変更

【補正内容】

【0082】このステップS51では、誤差 P_{err} を基準値 P_0 で除算した値を四捨五入する前記2.9式に従って変数 T_p を算出する。次いで、ステップS52に移行して変数 m を正の所定値 m_0 に設定してから前記ステップS53に移行する。このステップS53では、変数 T_p が正であるか、“0”であるか、さらには負であるかを判定する。そして、 $T_p > 0$ であるときには、前記ス

テップS45に移行して前記一方のアクチュエータ2を増圧状態とする。また、ステップS53の判定結果が $T_p = 0$ であるときには、ステップS54に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S1R} の保持信号としての制御信号 CS_R を出力してから前記ステップS47に移行してメインプログラムに復帰する。一方、ステップS53の判定結果が $T_p < 0$ であるときには、ステップS55に移行して、一方のアクチュエータ2に対して第1の所定電圧 V_{S1R} より高い第2の所定電圧 V_{S2R} の減圧信号としての制御信号 CS_R を出力し、次いでステップS56に移行して変数 T_p に“1”を加算した値を新たな変数 T_p として記憶装置19dに形成した変数記憶領域に更新記憶してから前記ステップS47に移行してメインプログラムに復帰する。

【手続補正4】

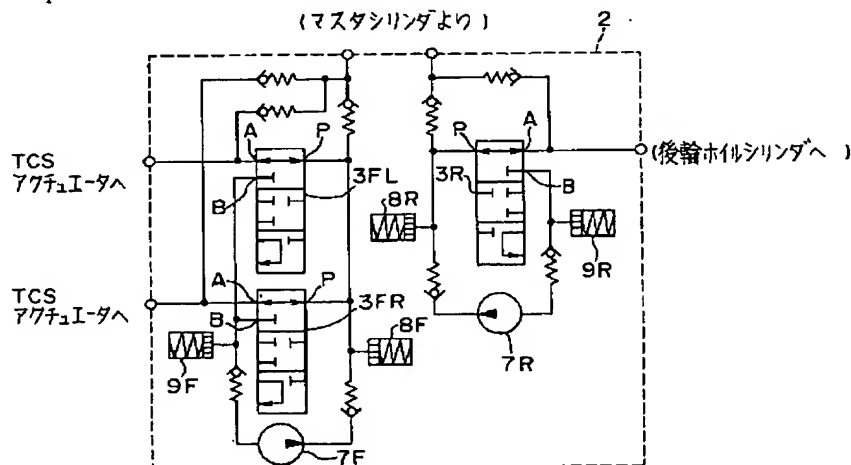
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図3

【補正方法】変更

【補正内容】

【図3】



Page 100

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)
BEST AVAILABLE COPY